

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ

LUCAS GOMES FONÇATTI

ESTUDO NUMÉRICO SOBRE CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES EM
MÁQUINAS ELÉTRICAS ROTATIVAS

CURITIBA - PARANÁ

2018

LUCAS GOMES FONÇATTI

ESTUDO NUMÉRICO SOBRE CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES EM
MÁQUINAS ELÉTRICAS ROTATIVAS

Dissertação apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador(a): Prof. Dr. Eduardo Márcio de Oliveira
Lopes

CURITIBA - PARANÁ

2018

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELO SISTEMA DE BIBLIOTECAS/UFPR
BIBLIOTECA DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA

F685e Fonçatti, Lucas Gomes
 Estudo numérico sobre controle passivo de vibrações em máquinas elétricas rotativas / Lucas
 Gomes Fonçatti. – Curitiba, 2018.

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Paraná, Setor de Tecnologia, Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2018.

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Márcio de Oliveira Lopes.

1. Vibração. 2. Máquina elétrica rotativa. 3. Estator. I. Universidade Federal do Paraná.
II. Lopes, Eduardo Márcio de Oliveira. III. Título.

CDD: 620.3

Bibliotecária: Romilda Santos - CRB-9/1214

TERMO DE APROVAÇÃO

Os membros da Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em ENGENHARIA MECÂNICA da Universidade Federal do Paraná foram convocados para realizar a arguição da Dissertação de Mestrado de **LUCAS GOMES FONÇATTI** intitulada: **ESTUDO NUMÉRICO SOBRE CONTROLE PASSIVO DE VIBRAÇÕES EM MÁQUINAS ELÉTRICAS ROTATIVAS**, após terem inquirido o aluno e realizado a avaliação do trabalho, são de parecer pela sua APROVAÇÃO no rito de defesa.

A outorga do título de mestre está sujeita à homologação pelo colegiado, ao atendimento de todas as indicações e correções solicitadas pela banca e ao pleno atendimento das demandas regimentais do Programa de Pós-Graduação.

Curitiba, 30 de Julho de 2018.



EDUARDO MARCIO DE OLIVEIRA LOPES

Presidente da Banca Examinadora (UFPR)



MARCO ANTONIO LUERSEN

Avaliador Externo (UTFPR)


CARLOS ALBERTO BAVASTRI

Avaliador Interno (UFPR)

À minha família e amigos, pelos momentos bons e ruins que forneceram os insumos necessários para me tornar o que hoje sou.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Elisa e Roberto, pelo eterno suporte em minhas decisões.

À minha companheira Danielle, pelas incontáveis horas de companheirismo compreensão e amizade.

À minha família, pelo incansável interesse pelo meu bem-estar e felicidade.

Aos meus amigos-irmãos, que mesmo com a distância nunca faltaram.

Aos meus “coachs”, por sempre acreditarem na minha capacidade mesmo quando nem mesmo eu acreditei.

"A ciência é o estudo do que é, enquanto a engenharia constrói o que será. O cientista, simplesmente, explora o que há, enquanto o engenheiro cria o que nunca houve."

(Theodore von Kármán)

RESUMO

Máquinas elétricas rotativas (MERs) de grande porte possuem uma importância enorme para a indústria, seja na geração de energia elétrica via hidrelétricas, parques eólicos e termelétricas, seja na transformação da energia elétrica em motriz, movendo ventiladores, esteiras e diversos equipamentos. Durante a parte final da manufatura destas MERs, normas internacionais, como a IEC 60034-14, a API 541/546 e a NEMA MG1, limitam os níveis de vibração nos mancais correspondentes, visando evitar danos nesses componentes. Para máquinas de grande porte, pode-se tornar difícil obter níveis de vibração abaixo dos requeridos pelas normas, principalmente para máquinas mais rápidas como aquelas com dois polos. Um dos principais infortúnios nesses casos são as excitações provenientes do estator. Este trabalho propõe e investiga uma forma de controle de vibração por isolamento, prática e eficiente, para se evitar a transmissão dessas excitações do estator para a carcaça, melhorando, assim, o nível de vibração nos mancais de uma MER durante sua operação. Para tanto, uma busca inicial de patentes foi realizada, com a intenção de se avaliar o que já existe em termos de soluções deste tipo em diversas empresas de diferentes países. Com este estudo, foi possível distinguir qual o método mais empregado e, assim, uma proposta própria de sistema de isolamento foi desenvolvida. Com ela, uma aferição via modelo com 6 graus de liberdade (GDL) foi executada, comparando-se as frequências naturais e os modos de vibrar obtidos para os projetos de carcaça com e sem sistema de isolamento com os calculados por meio de um modelo simplificado em elementos finitos. Aferido este modelo simplificado em elementos finitos, um outro modelo mais complexo foi elaborado considerando-se todos os componentes da MER escolhida para o estudo, com o objetivo de se prever seu comportamento quando excitada pelo estator. Constatou-se, então, que a solução proposta apresentou a redução desejada dos níveis de vibração nos mancais, não por efetivamente reduzir a transmissibilidade entre o sistema excitante (estator) e o excitado (carcaça), como esperado, mas por reduzir o nível da excitação oriunda do estator. Assim, foi possível identificar um efeito de bamboleio do estator, causado pela elevada variação nos valores de rigidez dos elementos que suportam o mesmo, chamadas longarinas, em conjunto com a excitação das forças eletromagnéticas. Este efeito foi minimizado com a introdução da ação de isolamento que agiu homogeneizando os valores de rigidezes das longarinas nas regiões de suporte do estator, refletindo, assim, numa redução acentuada da resposta harmônica medida nos mancais da MER calculada.

Palavras-chave: Controle de vibração. Isolamento de vibração. Máquina elétrica rotativa. Excitação pelo estator.

ABSTRACT

Large-scale rotary electrical machines (REMs) are of enormous importance to the industry, either in the generation of electric power by means of hydroelectric plants, wind farms and thermoelectric plants, or in the transformation of electric power into motive, moving fans, mats and various equipment. During the final part of the manufacture of these REMs, international standards, such as IEC 60034-14, API 541/546 and NEMA MG1, limit the vibration levels in the corresponding bearings to avoid damaging these components. For large machines, it may become difficult to obtain vibration levels below those required by standards, especially for faster machines such as two-pole machines. One of the main misfortunes in those cases are the excitations coming from the stator. This work proposes and investigates a practical and efficient form of vibration control by isolation to avoid the transmission of these excitations from the stator to the housing, thus improving the vibration level in the bearings of a REM during its operation. To do so, an initial search for patents was carried out, aiming at evaluating the existence of solutions of this kind in several companies from different countries. Then, it was possible to distinguish which method was the most used, and thus a specific proposal of isolation system was developed. With it, an assessment by a 6-degree of freedom (GL) model was performed, comparing its natural frequencies and modes shapes, obtained for housing designs with and without isolation system, with those of a simplified finite element model. Once this simplified finite element model was assessed, a more complex model was conceived considering all the components of the MER chosen for the study, in order to predict its behavior when excited by the stator. It was found that the proposed solution showed the desired reduction in the vibration levels at the bearings, not by effectively reducing the transmissibility between the excitation (stator) and excited system (housing), as expected, but by reducing the level of excitation generated by the stator. Thus, it was possible to identify a wobble effect of the stator, caused by the high variation in stiffness values of the elements that support the same, called stringers, combined with the excitation of the electromagnetic forces. This effect was minimized with the introduction of the insulation structure modification that acted homogenizing the stiffness values of the stringers in the stator's support regions, that marked a great reduction of the harmonic responses measured at bearings of the calculated MER.

Keywords: Vibration control. Vibration isolation. Rotary electric machine. Stator core excitation.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – MOTOR ELÉTRICO EM CORTE	23
FIGURA 2 – MODELO GEOMÉTRICO 3D DO ESTATOR DE UMA MER DE GRANDE PORTE	24
FIGURA 3 - FORMA DE ESTATOR DEFORMADO: (A) EM MOTOR DE 2 POLOS E (B) MOTOR DE 4 POLOS	24
FIGURA 4 – PONTOS DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO PREVISTOS EM NORMAS ..	26
FIGURA 5 – ESPECTRO DE VIBRAÇÃO DE UM MOTOR DE 2 POLOS: (A) COM AS FASES BALANCEADAS E (B) COM AS FASES DESBALANCEADAS	27
FIGURA 6 – SISTEMAS COM 1 GRAU DE LIBERDADE (A) NÃO-AMORTECIDO E (B) AMORTECIDO	32
FIGURA 7 – SISTEMAS COM 3 GRAU DE LIBERDADE NÃO-AMORTECIDO.....	32
FIGURA 8 – CORTE DE UM ESTATOR OVALIZADO E SUA VARIAÇÃO CAUSADA NO ENTREFERRO	34
FIGURA 9 – CORTE DE UM ESTATOR EXCÊNTRICO EM RELAÇÃO AO ROTOR E SUA VARIAÇÃO CAUSADA NO ENTREFERRO	35
FIGURA 10 – CAMPO DE FORÇAS ELETROMAGNÉTICAS (SETAS) AGINDO RADIALMENTE NO ENTREFERRO	36
FIGURA 11 – ISOLADORES INSTALADOS EM CONJUNTO MOTOR/COMPRESSOR	37
FIGURA 12 – MODELOS UNIDIRECIONAIS PARA ISOLAMENTO: (A) DE RECEPTOR E (B) DE FONTE	38
FIGURA 13 – GRÁFICOS TÍPICOS PARA TRANSMISSIBILIDADE ABSOLUTA (A) E RELATIVA (B) PARA DIVERSAS RAZÕES DE AMORTECIMENTO	38
FIGURA 14 – ISOLADORES IDEALIZADOS	39
FIGURA 15 – ESQUEMA DO MODELO COM 6 GRAUS DE LIBERDADE.....	41
FIGURA 16 – EXEMPLO CONCEITUAL DE UMA MÁQUINA FERRAMENTA (A) E SEUS SUBDOMÍNIOS DE CÁLCULO (B) PARA O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS	46
FIGURA 17 – EXEMPLO DE MALHA GERADA AUTOMATICAMENTE POR UM SOFTWARE COMERCIAL.....	47

FIGURA 18 – ETAPAS PARA REPRESENTAÇÃO DE UM FENÔMENO FÍSICO VIA ELEMENTOS FINITOS PELO SOFTWARE ANSYS.....	48
FIGURA 19 – EXEMPLO DE MODELO PARA ELEMENTOS FINITOS DE PARTE DE UM ROTOR DE POLOS SALIENTES PARA GERADOR DIESEL: (A) GEOMETRIA SIMPLIFICADA, (B) MALHA GERADA, (C) CONDIÇÕES DE CONTORNO IMPOSTAS E (D) RESULTADOS PÓS PROCESSADOS	49
FIGURA 20 – FORMA TABULAR DE APRESENTAÇÃO DA MATRIZ DE MAC PARA A COMPARAÇÃO DE 14 MODOS DE VIBRAR.....	50
FIGURA 21 – REPRESENTAÇÃO DE UM MAPA DE CORES 2D DE UMA MATRIZ DE MAC PARA A COMPARAÇÃO DE 14 MODOS DE VIBRAR	51
FIGURA 22 – REPRESENTAÇÃO DE UM GRÁFICO 3D DE BARRAS PARA UMA MATRIZ DE MAC PARA A COMPARAÇÃO DE 14 MODOS DE VIBRAR	51
FIGURA 23 – MAPA DE TECNOLOGIAS SIEMENS PARA MERS	53
FIGURA 24 – MAPA DE TECNOLOGIAS ABB PARA MERS	54
FIGURA 25 – MAPA DE TECNOLOGIAS GENERAL ELECTRICS PARA MERS....	54
FIGURA 26 – SEQUÊNCIA DE MONTAGEM (DE 1A ATÉ 1F) DO DISPOSITIVO ISOLADOR – PATENTE US9496765.....	56
FIGURA 27 – ESTATOR SUPORTADO POR ELEMENTO FLEXÍVEL – PATENTE CN205160229U	57
FIGURA 28 – SISTEMA DE ISOLAMENTO COM LONGARINAS DESENVOLVIDO – PATENTE US2015171719	58
FIGURA 29 – MOLA UTILIZADA NO SISTEMA – PATENTE US2015171719.....	58
FIGURA 30 – DETALHE DO SISTEMA DE FIXAÇÃO DOS ISOLADORES – PATENTE US9531224.....	59
FIGURA 31 – DUAS FORMAS DE UTILIZAÇÃO DE CABOS COMO SUPORTE DO ESTATOR – PATENTE US9509182	60
FIGURA 32 – POSICIONAMENTO DO DISPOSITIVO (ESQ.) E TIPOS DE DISPOSITIVO PREVISTOS (CENTRO E DIR.) – PATENTE WO2014129062	61
FIGURA 33 – EXEMPLO DE CONSTRUÇÃO UTILIZANDO O ISOLADOR – PATENTE CN203589863U	61

FIGURA 34 – EXEMPLOS DE REGIÕES RESILIENTES PROPOSTAS – PATENTE EP2482429	62
FIGURA 35 – ALGUMAS POSSIBILIDADES DE POSICIONAMENTO DAS BARRAS DE SUPORTE DO ESTATOR – PATENTE JP2011250626	63
FIGURA 36 – MENÇÕES SOBRE A FORÇA RADIAL (ESQ.) E A OVALIZAÇÃO DO ESTATOR (DIR.) – PATENTE JP2011250626	64
FIGURA 37 – RESULTADO DA UTILIZAÇÃO DE INVENTO – PATENTE US9166455	65
FIGURA 38 – SOLUÇÃO PARA ISOLAMENTO MECÂNICO DO ESTATOR – PATENTE US8890377	66
FIGURA 39 – EXEMPLO DE APLICAÇÃO DE INVENTO NA CARÇAÇA (ESQ.) E EM UMA CHAPA DE SUPORTE DO ESTATOR (DIR.) – PATENTE US8890377	66
FIGURA 40 – CORTE TRANSVERSAL DA MONTAGEM DE UMA LONGARINA, CHAPAS E ESTATOR – PATENTE FI122632	67
FIGURA 41 – SISTEMA DE POSICIONAMENTO DE UM ESTATOR – PATENTE US80040014	68
FIGURA 42 – DETALHE DA UNIÃO ENTRE AS LONGARINAS DO ESTATOR E DA CARÇAÇA – PATENTE US80040014	68
FIGURA 43 – LINHA COMPLETA DE FIXAÇÃO DO ESTATOR – PATENTE US80040014	68
FIGURA 44 – DISPOSITIVO ANTI-VIBRAÇÃO – PATENTE EP2267871	69
FIGURA 45 – DISPOSIÇÃO DOS DISPOSITIVOS DESCRITOS – PATENTE EP2267871	70
FIGURA 46 – PARTE DO SISTEMA DE FIXAÇÃO – PATENTE US7923890	71
FIGURA 47 – CONJUNTO DE SUSPENSÃO PARA ESTATOR – PATENTE US7923890	71
FIGURA 48 – TIPO DE SUPORTE FLEXÍVEL COM LONGARINA CONTÍNUA NA CARÇAÇA – PATENTE US7923891	72
FIGURA 49 – TIPO DE SUPORTE FLEXÍVEL COM LONGARINA SEGMENTADA NO ESTATOR – PATENTE US7923891	72
FIGURA 50 – IMAGEM EM CORTE DE UMA MÁQUINA COM O SISTEMA ANTI- VIBRAÇÃO MONTADO – PATENTE EP1808951	73

FIGURA 51 – DETALHE DA CHAPA COM CANAL PARA A INSERÇÃO DO ANEL ELASTOMÉRICO – PATENTE EP1808951	74
FIGURA 52 – ESTATOR APOIADO SOBRE SUPORTE ATRAVÉS DE SISTEMA DE VIGAS – PATENTE US6498417	75
FIGURA 53 – DETALHE DO SISTEMA DE VIGAS DE SUPORTE – PATENTE US6498417	75
FIGURA 54 – DETALHE DO DISPOSITIVO (ESQ.) E DE SUA MONTAGEM NO ESTATOR (DIR.) – PATENTE JPH05328643	76
FIGURA 55 – FORMA CONSTRUTIVA DO ESTATOR – PATENTE JPH05191935	77
FIGURA 56 – DETALHE PARA O SISTEMA DE BARRAS, EM VISTA SUPERIOR – PATENTE US3531667	78
FIGURA 57 – ESPECTROS DE VIBRAÇÃO DEMONSTRANDO A REDUÇÃO NOS NÍVEIS DE VIBRAÇÃO PARA FREQUÊNCIAS MAIS ELEVADAS – PATENTE US3531667	78
FIGURA 58 – CARCAÇA COM LONGARINAS UNIFORMES (ESQ.) E COM RECORTE (DIR.) - PATENTE EP0751604	79
FIGURA 59 – RELAÇÃO DE DEFLEXÃO ESPERADA PARA A CARCAÇA ORIUNDA DE UMA MESMA EXCITAÇÃO - PATENTE EP0751604	79
FIGURA 60 – DISPOSIÇÃO INTERNA TÍPICA DE UMA MER DE GRANDE PORTE	80
FIGURA 61 – REPRESENTAÇÃO DAS LONGARINAS, EM SUA CONFIGURAÇÃO NORMAL, SUPORTANDO O ESTATOR SIMPLIFICADO, EM VISUALIZAÇÃO (A) ISOMÉTRICA E (B) EM CORTE.....	81
FIGURA 62 – SISTEMA DE ISOLAMENTO PROPOSTO, EM VISUALIZAÇÃO (A) ISOMÉTRICA E (B) EM CORTE	82
FIGURA 63 – DETALHE DO SISTEMA DE ISOLAMENTO PROPOSTO	82
FIGURA 64 – MODELO UTILIZADO NO LEVANTAMENTO DE RIGIDEZES DOS SUPORTES DO ESTATOR	83
FIGURA 65 – EXEMPLOS DE SISTEMAS DE COORDENADAS LOCAIS COM SUAS RESPECTIVAS LONGARINAS DESTACADAS EM VERDE ..	84
FIGURA 66 – PONTOS DE INSERÇÃO DOS ESFORÇOS PARA LEVANTAMENTO DA RIGIDEZ DOS SUPORTES DO ESTATOR	85
FIGURA 67 – MODELO EM ELEMENTOS FINITOS PARA CONFERÊNCIA DO MODELO COM 6 GDL	88

FIGURA 68 – DETALHE DOS ISOLADORES POSICIONADOS NO MODELO DE CONFERÊNCIA.....	88
FIGURA 69 – MODELO GEOMÉTRICO UTILIZADO PARA A VERIFICAÇÃO DA EFICÁCIA DA ESTRATÉGIA DE ISOLAMENTO DESENVOLVIDA..	90
FIGURA 70 – PROPRIEDADES ORTOTRÓPICAS UTILIZADAS PARA O MODELO DE ESTATOR FLEXÍVEL.....	92
FIGURA 71 – MALHA UTILIZADA PARA O MODELO COMPLETO DA MER EM ELEMENTOS FINITOS	93
FIGURA 72 – SEQUÊNCIA DE ANÁLISES ESTÁTICA, MODAL E HARMÔNICA PARA O MODELO COMPLETO EM ELEMENTOS FINITOS	94
FIGURA 73 –FURO PARA FIXAÇÃO DO MOTOR À BASE	94
FIGURA 74 – COMPONENTES DE PRESSÃO ELETROMAGNÉTICA COM AÇÃO HARMÔNICA NO ESTATOR	95
FIGURA 75 – PONTOS COM SENSORES VIRTUAIS PARA OBTENÇÃO DA RESPOSTA À EXCITAÇÃO ELETROMAGNÉTICA.....	96
FIGURA 76 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA SUPERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO SEM ISOLAMENTO	97
FIGURA 77 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA DIAGONAL SUPERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO SEM ISOLAMENTO	98
FIGURA 78 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA LATERAL NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO SEM ISOLAMENTO	98
FIGURA 79 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA DIAGONAL INFERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO SEM ISOLAMENTO	99
FIGURA 80 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA INFERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS	

POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO SEM ISOLAMENTO	99
FIGURA 81 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA SUPERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO COM ISOLAMENTO	100
FIGURA 82 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA DIAGONAL SUPERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO COM ISOLAMENTO	101
FIGURA 83 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA LATERAL NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO COM ISOLAMENTO	101
FIGURA 84 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA DIAGONAL INFERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO COM ISOLAMENTO	102
FIGURA 85 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA INFERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO COM ISOLAMENTO	102
FIGURA 86 – GRÁFICOS RADAR PARA OS VALORES DE RIGIDEZ EM CADA LONGARINA DO LADO DE NAS DIREÇÕES LOCAIS (A) X E (B) Y	103
FIGURA 87 –VALORES DE RIGIDEZ, EM ESCALA LOGARÍTMICA, EM CADA LONGARINA DO LADO DE NAS DIREÇÕES LOCAIS DOS SUPORTES	104
FIGURA 88 – PRIMEIRO (A) E SEGUNDO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO SEM ISOLAMENTO	107
FIGURA 89 – TERCEIRO (A) E QUARTO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO SEM ISOLAMENTO	107

FIGURA 90 – QUINTO (A) E SEXTO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO SEM ISOLAMENTO	108
FIGURA 91 – PRIMEIRO (A) E SEGUNDO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO COM ISOLAMENTO	108
FIGURA 92 – TERCEIRO (A) E QUARTO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO COM ISOLAMENTO	109
FIGURA 93 – QUINTO (A) E SEXTO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO COM ISOLAMENTO	109
FIGURA 94 – MAC CALCULADO ENTRE OS MODELOS EM ELEMENTOS FINITOS COM E SEM ISOLAMENTO	110
FIGURA 95 – MAC CRUZADO ENTRE OS MODELOS CLÁSSICO COM 6 DGL E SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS, PARA O CASO SEM ISOLAMENTO	111
FIGURA 96 – MAC CRUZADO ENTRE OS MODELOS COM 6 GDL E SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS, PARA O CASO COM ISOLAMENTO	112
FIGURA 97 – RESPOSTAS EM VELOCIDADE DO ESTATOR MEDIDA NO LADO ACIONADO (DE) DO MODELO COMPLETO EM ELEMENTOS FINITOS.....	113
FIGURA 98 – RESPOSTAS EM VELOCIDADE DO ESTATOR MEDIDA NO LADO NÃO ACIONADO (NDE) DO MODELO COMPLETO EM ELEMENTOS FINITOS.....	114
FIGURA 99 – RESPOSTAS EM VELOCIDADE NO MANCAL MEDIDA NO LADO ACIONADO (DE) DO MODELO COMPLETO EM ELEMENTOS FINITOS.....	115
FIGURA 100 – RESPOSTAS EM VELOCIDADE NO MANCAL MEDIDA NO LADO NÃO ACIONADO (NDE) DO MODELO COMPLETO EM ELEMENTOS FINITOS	115

FIGURA 101 – COMPARAÇÃO DAS RESPOSTAS EM DESLOCAMENTO PARA: (A) CARCAÇA BASE E (B) CARCAÇA COM SISTEMA DE ISOLAMENTO	117
FIGURA 102 – DESLOCAMENTO RADIAL DO ESTATOR NÃO ISOLADO PARA FREQUÊNCIA DE EXCITAÇÃO DE 120 HZ, EM FASES DE 45 E 225 GRAUS	118
FIGURA 103 – DESLOCAMENTO RADIAL DO ESTATOR ISOLADO PARA FREQUÊNCIA DE EXCITAÇÃO DE 120 HZ, EM FASES DE 45 E 225 GRAUS	118
FIGURA 104 – TRANSMISSIBILIDADES NAS DIREÇÕES X, Y E Z ENTRE ESTATOR E MANCAL DE	119
FIGURA 105 – TRANSMISSIBILIDADES NAS DIREÇÕES X, Y E Z ENTRE ESTATOR E MANCAL NDE	120
FIGURA 106 – GEOMETRIA DO RASGO (A) MÉDIO E (B) LONGO	121
FIGURA 107 – COMPARAÇÃO DAS RESPOSTAS EM VELOCIDADE MEDIDAS NO ESTATOR, DO LADO DIANTEIRO (DE), ENTRE AS CONFIGURAÇÕES COM RASGO CURTO, MÉDIO E LONGO NA LONGARINA.....	121
FIGURA 108 – COMPARAÇÃO DAS RESPOSTAS EM VELOCIDADE MEDIDAS NO MANCAL, DO LADO DIANTEIRO (DE), ENTRE AS CONFIGURAÇÕES COM RASGO CURTO, MÉDIO E LONGO NA LONGARINA.....	122
FIGURA 109 – TRANSMISSIBILIDADES NAS DIREÇÕES X, Y E Z ENTRE ESTATOR E MANCAL (DE) COM A UTILIZAÇÃO DO RASGO MÉDIO	123
FIGURA 110 – TRANSMISSIBILIDADES NAS DIREÇÕES X, Y E Z ENTRE ESTATOR E MANCAL (DE) COM A UTILIZAÇÃO DO RASGO LONGO.....	124
FIGURA I.1 – SLIDE 1: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	142
FIGURA I.2 – SLIDE 2: APRESENTAÇÃO SOBRE O2: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL –	

METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	142
FIGURA I.3 – SLIDE 3: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	143
FIGURA I.4 – SLIDE 4: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	143
FIGURA I.5 – SLIDE 5: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	144
FIGURA I.6 – SLIDE 6: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	144
FIGURA I.7 – SLIDE 7: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	145
FIGURA I.8 – SLIDE 8: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	145
FIGURA I.9 – SLIDE 9: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	146
FIGURA I.10 – SLIDE 10: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	146
FIGURA I.11 – SLIDE 11: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	147
FIGURA I.12 – SLIDE 12: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	147

FIGURA I.13 – SLIDE 13: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	148
FIGURA I.14 – SLIDE 14: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	148
FIGURA I.15 – SLIDE 15: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	149
FIGURA I.16 – SLIDE 16: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	149
FIGURA I.17 – SLIDE 17: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	150
FIGURA I.18 – SLIDE 18: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	150
FIGURA I.19 – SLIDE 19: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	151
FIGURA I.20 – SLIDE 20: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	151
FIGURA I.21 – SLIDE 21: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	152
FIGURA I.22 – SLIDE 22: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA	152

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – RIGIDEZES CALCULADAS PARA CADA UM DOS TIPOS DE LONGARINAS PRESENTES NA CARCAÇA SEM SISTEMA DE ISOLAMENTO	100
TABELA 2 – RIGIDEZES CALCULADAS PARA CADA UM DOS TIPOS DE LONGARINAS PRESENTES NA CARCAÇA COM SISTEMA DE ISOLAMENTO	103
TABELA 3 – FREQUÊNCIAS NATURAIS CALCULADAS PARA O ESTATOR VIA MODELO CLÁSSICO COM 6 GDL	105
TABELA 4 – MODOS DE VIBRAR DO MODELO CLÁSSICO COM 6 GDL DO ESTATOR PARA A CARCAÇA SEM ISOLAMENTO	105
TABELA 5 – MODOS DE VIBRAR DO MODELO COM 6 GDL DO ESTATOR PARA A CARCAÇA COM ISOLAMENTO	105
TABELA 6 – FREQUÊNCIAS NATURAIS CALCULADAS PARA O ESTATOR VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS	106
TABELA 7 – MODOS DE VIBRAR DO MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS DO ESTATOR PARA A CARCAÇA SEM ISOLAMENTO ..	106
TABELA 8 – MODOS DE VIBRAR DO MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS DO ESTATOR PARA A CARCAÇA COM ISOLAMENTO ..	106
TABELA 9 – CÁLCULO DO ERRO ENTRE AS FREQUÊNCIAS NATURAIS DOS MODELOS CLÁSSICO COM 6 GDL E SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS	110
TABELA 10 – FREQUÊNCIAS NATURAIS PARA A MER SEM E COM SISTEMA ISOLADOR	116

LISTA DE ABREVIATURAS OU SIGLAS

DE	- Lado acionado de um motor
DOF	- “Degree Of Freedom”, ou Grau de Liberdade
GDL	- Grau de Liberdade
INPI	- Instituto Nacional da Propriedade Intelectual
MAC	- “Modal Assurance Criterion”, ou Critério de Confiança Modal
MER	- Máquina Elétrica Rotativa
NDE	- Lado não acionado de um motor
RMS	- “Root Mean Square”, ou Raiz da Média Quadrática
WEG	- WEG Equipamentos Elétricos S. A.
WEN	- WEG Equipamentos Elétricos S. A. – Divisão Energia
WIPO	- World Intellectual Property Organization

SUMÁRIO

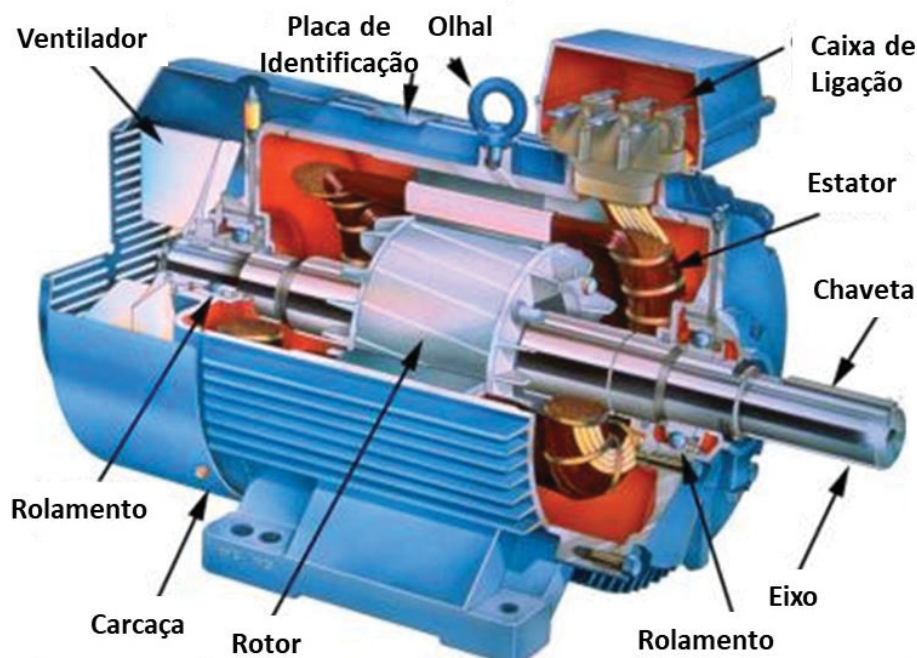
1	INTRODUÇÃO	23
1.1	JUSTIFICATIVA	28
1.2	OBJETIVOS	28
1.2.1	Objetivo Geral	29
1.2.2	Objetivos Específicos	29
1.3	CONTEÚDO	29
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	31
2.1	VIBRAÇÕES MECÂNICAS	31
2.2	ISOLAMENTO MECÂNICO DE VIBRAÇÕES	36
2.2.1	Sistema com 1 grau de liberdade	40
2.2.2	Sistema com 6 graus de liberdade	40
2.2.3	Consideração sobre o amortecimento	45
2.3	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	46
2.4	CRITÉRIO DE CONFIANÇA MODAL – MAC	49
3	PATENTES	52
3.1	PATENTE US9496765	55
3.2	PATENTE CN205160229U	56
3.3	PATENTE US2015171719	57
3.4	PATENTE US9531224	58
3.5	PATENTE US9509182	59
3.6	PATENTE WO2014129062	60
3.7	PATENTE CN203589863U	61
3.8	PATENTE EP2482429	62
3.9	PATENTE JP2011250626	62
3.10	PATENTE US9166455	64
3.11	PATENTE US8890377	65
3.12	PATENTE FI122632	66
3.13	PATENTE US8040014	67
3.14	PATENTE EP2267871	69
3.15	PATENTE US7923890	70
3.16	PATENTE US7923891	71
3.17	PATENTE EP1808951	73

3.18	PATENTE US6498417	74
3.19	PATENTE JPH05328643	75
3.20	PATENTE JPH05191935	76
3.21	PATENTE US3531667	77
3.22	PATENTE EP0751604	78
4	MATERIAIS E MÉTODOS	80
4.1	ESTRATÉGIA DE ISOLAMENTO ADOTADA.....	81
4.2	LEVANTAMENTO DE RIGIDEZES DOS SUPORTES DO ESTATOR	83
4.3	DINÂMICA DO ESTATOR INDEPENDENTE	85
4.3.1	Modelo com 6 GDL.....	85
4.3.2	Modelo em elementos finitos	87
4.3.3	Comparação entre modelos	89
4.4	DINÂMICA DO MOTOR COMPLETO.....	90
5	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS	97
5.1	LEVANTAMENTO DE RIGIDEZES DOS SUPORTES DO ESTATOR	97
5.2	DINÂMICA DO ESTATOR INDEPENDENTE	104
5.2.1	Modelo clássico com 6 GDL	104
5.2.2	Modelo simplificado em elementos finitos.....	105
5.2.3	Comparação entre modelos	109
5.3	DINÂMICA DO MOTOR COMPLETO.....	113
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS	125
6.1	CONCLUSÕES	125
6.2	RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	126
	REFERÊNCIAS.....	127
	APÊNDICE A – PROGRAMA “ESTATOR_WILDCAT.M”	129
	APÊNDICE B – PROGRAMA “ESTATOR_WILDCAT_ISOLADOR.M” ...	132
	APÊNDICE C – ROTINA “RIGIDBODY.M”	135
	APÊNDICE D – ROTINA “K_ISO.M”	136
	APÊNDICE E – ROTINA “EULERM.M”	137
	APÊNDICE F – ROTINA “MAC.M”	138
	APÊNDICE G – ROTINA “MAC_ANNUM.M”	139
	APÊNDICE H – ROTINA “BAR3.M”	140
	APÊNDICE I – MODELAMENTO DE MATERIAL DO ESTATOR.....	142

1 INTRODUÇÃO

Máquinas elétricas rotativas (ou apenas MERs) são componentes utilizados para a transformação de energia elétrica em energia mecânica, no caso de motores, ou mecânica em elétrica, no caso de geradores. Tanto para este como para aquele caso, são máquinas formadas basicamente por 5 grupos de componentes: rotor, estator, carcaça, mancais e sistema de ventilação, conforme FIGURA 1. Este trabalho se concentrará em 3 desses grupos, a saber, o estator, os mancais e a carcaça.

FIGURA 1 – MOTOR ELÉTRICO EM CORTE



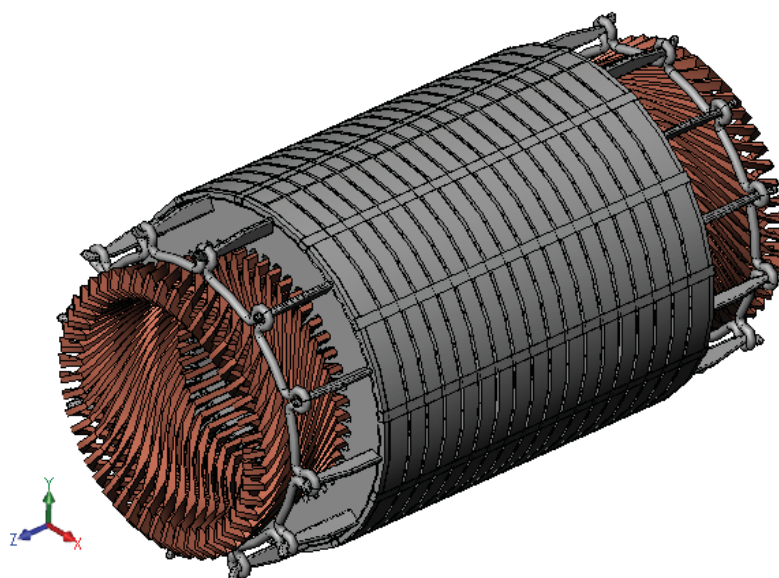
FONTE: goo.gl/kpYhFv (acesso em 29/11/2017).

O estator (ver FIGURA 2), quando energizado eletricamente, gera excitação para a carcaça, que, por sua vez, transmite a vibração resultante para os mancais, sejam eles de rolamento ou deslizamento. Esta excitação existe devido às deformações impostas ao estator pelas forças magnéticas de atração e repulsão resultantes de sua interação com o rotor, sendo que sua forma varia conforme o número de polos do equipamento.

É notório que estas deformações (ilustradas FIGURA 3) são muito maiores, da ordem de seis vezes, para estatores de 2 polos do que para aqueles de 4 polos

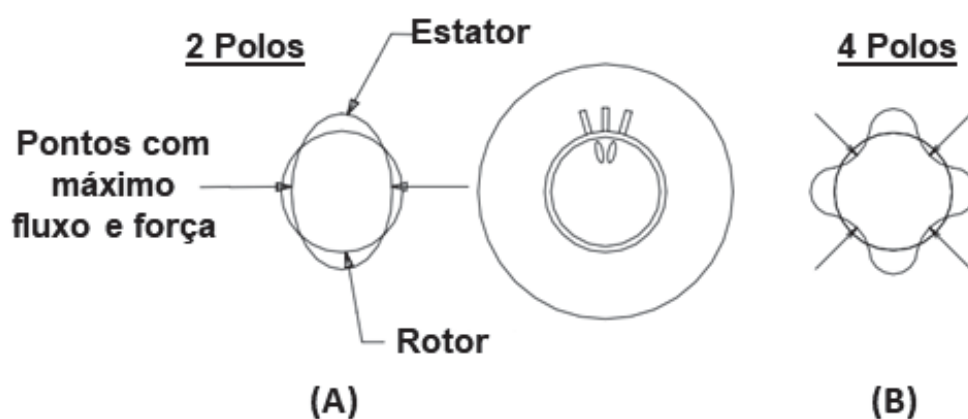
(FINLEY, HOWDOWANEC e HOLTER, 2000). Pode-se inferir que esta diferença é ainda maior quanto maior a quantidade de polos.

FIGURA 2 – MODELO GEOMÉTRICO 3D DO ESTATOR DE UMA MER DE GRANDE PORTE



FONTE: O autor (2018).

FIGURA 3 - FORMA DE ESTATOR DEFORMADO: (A) EM MOTOR DE 2 POLOS E (B) MOTOR DE 4 POLOS



FONTE: FINLEY, HOWDOWANEC e HOLTER, 2000.

Quanto maior a quantidade de polos, menor é a distância entre os pontos de inflexão entre os vales e as cristas da deformação gerada nos estatores, o que torna a deformação máxima menor, diminuindo, assim, a excitação sentida pela carcaça para motores com mais polos. Por este motivo, concentrar-se-á deste ponto em diante

nas MERs de 2 polos, devido ao maior impacto decorrente da vibração nestes casos. O mesmo efeito é descrito por Lundström e Aidanpää (2007), porém, para hidrogeradores de energia.

A deformação em questão, entretanto, não é estática mas gira pelo estator conforme a corrente alterna em suas bobinas. A frequência desta oscilação pode ser fixa (normalmente 50 ou 60 Hz, dependendo do fornecimento de energia elétrica de onde o equipamento esteja instalado) ou variável (se houver um inversor de frequência conectado).

Qualquer que seja a frequência de alimentação (chamada de frequência da rede), para máquinas de 2 polos, o estator responderá mecanicamente numa frequência igual a duas vezes àquela. Isto ocorre pelo fato de que a força magnética entre estator e rotor é máxima sempre que o fluxo magnético também o for, em módulo. Trata-se de um fenômeno intrínseco para qualquer MER que opere com corrente alternada (TSYPKIN, 2013).

Este fenômeno, muitas vezes indesejável, pode, entretanto, ser utilizado para o fim nobre de identificar problemas elétricos ou mecânicos na MER. Estes problemas, elencados por Finley, Howdowanec e Holter (2000), estão resumidos abaixo:

- a) Estator ovalizado devido às forças magnéticas (estator pouco rígido);
- b) Distribuição desigual do entreferro, que é a distância entre o raio interno do estator e o raio externo do rotor;
- c) Desequilíbrio elétrico nas fases do estator.

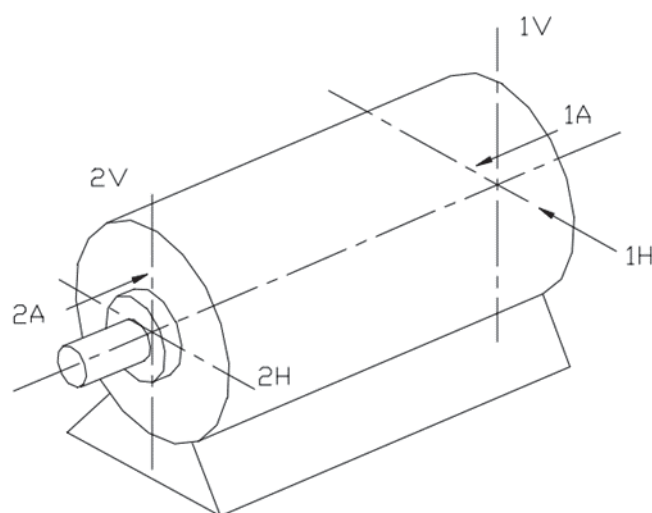
Entretanto, pequenos desvios de fabricação devem ser tolerados pelo projeto e, por isso, o projeto das carcaças que acomodam os estatores deve ser robusto o suficiente para se garantir a aprovação da MER nos ensaios de performance. Isso inclui a avaliação dos níveis de vibração, previstos em norma. As normas mais comuns são as seguintes:

- IEC 60034-14 - Rotating electrical machines - Part 14: Mechanical vibration of certain machines with shaft heights 56 mm and higher - Measurement, evaluation and limits of vibration severity;
- API 541 - Form-wound Squirrel Cage Induction Motors - 375 kW (500 Horsepower) and Larger;
- NEMA MG1 - Motors and Generators.

Todas essas normas limitam os níveis de vibração a determinados valores máximos, indicando os locais nos quais se deve monitorar tais valores e as condições

às quais o equipamento deve estar sujeito durante o ensaio. Ainda no tocante às normas acima listadas, e para a grande maioria das não indicadas, deve-se monitorar a vibração nas três direções (horizontal, vertical e axial, em relação à orientação do eixo do equipamento, conforme FIGURA 4), em ambos os mancais, com as condições nominais de operação, porém sem a introdução de carga no eixo.

FIGURA 4 – PONTOS DE MEDIÇÃO DE VIBRAÇÃO PREVISTOS EM NORMAS

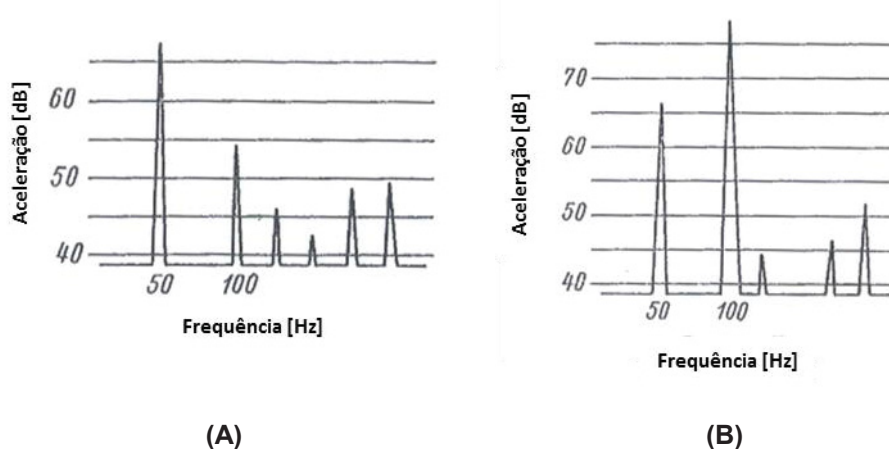


FONTE: FINLEY, HOWDOWANEC e HOLTER, 2000.

Os limites de vibração variam de 1,5 mm/s rms, na IEC grau B, até 2,3 mm/s rms, para IEC grau A, sem distinção da frequência excitada. Aqui, existe uma exceção para a norma NEMA, que prevê um cálculo especial do nível de vibração caso a vibração em duas vezes a frequência da rede ultrapasse 90% do valor total da vibração rms. Este é um comportamento raro de se observar e representa, normalmente, a existência de uma falha elétrica ou mecânica grave.

A FIGURA 5 ilustra duas medições de vibração em um motor de 2 polos excitado a 50 Hz, com as fases balanceadas (à esquerda) e com as fases desbalanceadas (à direita). É notório o aumento da vibração em 100 Hz, o que, segundo Tsytkin (2013), é de cerca de 28 vezes.

FIGURA 5 – ESPECTRO DE VIBRAÇÃO DE UM MOTOR DE 2 POLOS: (A) COM AS FASES BALANCEADAS E (B) COM AS FASES DESBALANCEADAS



FONTE: TSYPKIN, 2013.

Existe ainda, do ponto de vista normativo, uma tendência de alguns grandes consumidores de motores elétricos, principalmente no caso de motores de grande porte, de criar normas próprias com base em normas internacionais. Isso ocorre, porém, com requisitos mais estritos, em particular na área de papel e celulose e na de separação de gases, nas quais o nível de solicitação do motor elétrico é elevado.

Nestas normas, níveis de vibração menores são requeridos, porém, via de regra, em certas bandas de frequência. Essa divisão tem a intenção de delimitar os principais defeitos apresentados pelas MERs nos ensaios de vibração. Tais bandas são normalmente centradas em 0,5, 1 e 2 vezes a frequência de rotação mecânica, além de uma banda adicional que engloba o restante do espectro até uma frequência determinada. Na primeira banda, busca-se monitorar a existência de componentes soltos, tanto na carcaça quanto no rotor. Por isso, concentra-se em 0,5x a rotação mecânica e tem-se limites baixos para o nível de vibração correspondente. Já na segunda banda, busca-se observar se há um desbalanceamento excessivo no rotor, sendo seu limite um pouco mais elevado, com equivalência aos da API 541. Por fim, na terceira banda, busca-se detectar problemas de desalinhamento entre mancais e do acoplamento, sendo seu limite intermediário entre os da primeira e da segunda banda.

Cabe notar, porém que, para máquinas de 2 polos, a frequência de duas vezes a rotação mecânica é coincidente com a de duas vezes a frequência da rede. Isto acaba por acumular os efeitos de vibração, tornando bastante árdua e dispendiosa a

tarefa de realizar um projeto de carcaça robusto o suficiente para atender níveis de vibração baixos sem comprometer custo. Torna-se interessante, portanto, o desenvolvimento de um sistema que isole a vibração gerada pelo estator na carcaça, a fim de se impedir que a vibração em duas vezes a frequência da rede atinja os mancais.

1.1 JUSTIFICATIVA

O aumento do número de normas prevendo níveis de vibração cada vez mais baixos e restritos para MERs faz com que os fabricantes desses equipamentos sejam instigados a buscar novas formas de atingir tais níveis, isto sem afetar a competitividade do produto. Por isso, o desenvolvimento de um sistema de isolamento para uma das maiores fontes de excitação de uma MER, no caso, o estator, é pertinente e importante. Ressalta-se que o isolamento em questão deve estar localizado entre os mancais (local normativo de medição dos níveis de vibração, conforme indicado na FIGURA 4) e o estator (fonte de excitação).

Além disso, algumas normas, como a IEC 60034-14, grau B e as normas específicas de alguns compradores de MERs, limitam a influência do estator no mancal, criando limites ainda mais específicos para a faixa de excitação correspondente, que se dá tipicamente em duas vezes a frequência da rede elétrica (TSYPKIN, 2013). Um sistema de isolamento, neste caso, poderia ser projetado para tal frequência, com foco ainda mais particularizado.

Vale ainda ressaltar que todas as normas dizem respeito à vibração medida no mancal do equipamento girante, ou seja, nenhuma delas impõem limites em seus componentes ativos, como o estator. Isto por que todas estão focadas com possíveis danos gerados aos mancais devido ao excesso de vibração.

1.2 OBJETIVOS

Os objetivos gerais e específicos deste trabalho são expostos abaixo.

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo geral é propor e investigar um sistema de isolamento de vibração que permita o projeto e a construção de carcaças para MERs de médio e grande porte que atendam normas internacionais no tocante a níveis de vibração permitidos.

Para facilitar futuras investigações equivalentes sobre o tema, além de acelerar o projeto de MERs com estratégia de isolamento semelhante a desenvolvida neste trabalho, uma comparação entre um modelo clássico de isolamento e um modelo em elementos finitos também é proposta. Assim, a avaliação de novas propostas de isolamento pode ser realizada via modelo clássico, sem a necessidade de aplicação de complexos modelos em elementos finitos.

1.2.2 Objetivos Específicos

A busca do objetivo geral acima irá contemplar o projeto de um dispositivo específico, ou, alternativamente, uma modificação estrutural da carcaça de uma MER, em vistas a isolar dinamicamente a excitação mecânica oriunda do estator, durante sua operação nominal. Tal ação de controle de vibração deverá reduzir significativamente a transmissão de vibrações com frequências acima de, pelo menos, 80 Hz, uma vez que as excitações oriundas do estator se dão na banda de 100 a 120 Hz, para MERs com 2 polos, que são o foco deste trabalho.

Para isso, os seguintes objetivos específicos se aplicam:

- a) Avaliar o estado da arte de soluções para redução da vibração oriunda do estator em MERs;
- b) Elaborar um estudo para avaliação dos conceitos de isolamento aplicáveis;
- c) Verificar a viabilidade construtiva e de implementação das alternativas levantadas no estudo;
- d) Validar numericamente um protótipo virtual da solução.

1.3 CONTEÚDO

Inicialmente, são apresentados os elementos teóricos e o estado da arte sobre isolamento de vibrações em máquinas rotativas de grande porte, em particular no

tocante a patentes específicas para MERs e isolamento mecânico de estatores. Isso se dá nos capítulos 2 e 3.

Em seguida, no capítulo 4 são expostos os modelos a serem empregados. Os modelos devem ser robustos o suficiente para serem avaliadas as várias combinações de posição, quantidade e rigidezes de sistemas de isolamento.

No capítulo 5, são relacionados os resultados obtidos, sendo considerado, como aplicação, o caso de uma MER da WEG S.A. – Divisão Energia. Dessa forma, dados reais de uma MER são utilizados

Por fim, no capítulo 6, são apresentadas as conclusões e as sugestões para trabalhos futuros. Os APÊNDICES A a H contêm os programas e rotinas computacionais desenvolvidos em MATLAB®, e o APÊNDICE I trata de uma metodologia desenvolvida para obtenção de propriedades dinâmicas de material para o estator.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 VIBRAÇÕES MECÂNICAS

Via de regra, vibrações correspondem a movimentos oscilatórios de um corpo qualquer em torno de seu ponto de equilíbrio (TONG, 2014). Tais oscilações podem, em um significativo número de ocasiões, fundamentalmente, ser descritas pela seguinte equação matricial de movimento

$$[m]\{\ddot{x}\}+[c]\{\dot{x}\}+[k]\{x\}=\{f\} \quad (1)$$

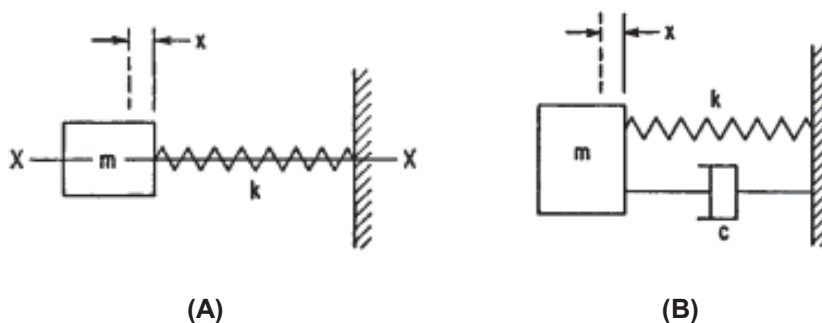
onde:

- $[m]$ é a matriz de massa;
- $[c]$ é a matriz de amortecimento viscoso;
- $[k]$ é a matriz de rigidez;
- $\{\ddot{x}\}$, $\{\dot{x}\}$ e $\{x\}$ são, respectivamente, os vetores de aceleração, velocidade e deslocamento;
- $\{f\}$ é o vetor de forças atuantes.

Sistemas mecânicos reais são complexos e, por isso, difíceis de se representar em toda a sua plenitude. Por isso, modelos simplificados são usados para representar fenômenos específicos de maneira aproximada. Estes modelos auxiliam no estudo e levantamento das características mais relevantes dos sistemas vibrantes, tais como: frequências naturais, razões de amortecimento, modos de vibrar e respostas dinâmicas

O mais simples dos modelos é mostrado na FIGURA 6, sendo designado como “*sistema com 1 grau de liberdade*”. Neste, apenas uma direção de movimento é considerada.

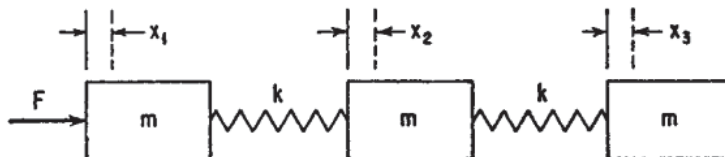
FIGURA 6 – SISTEMAS COM 1 GRAU DE LIBERDADE (A) NÃO-AMORTECIDO E (B) AMORTECIDO



FONTE: HARRIS e PIERSOL, 2002.

Face aos interesses quanto ao sistema investigado, o modelo pode ser expandido para quantos graus de liberdade forem necessários, originando o chamado “*sistema com múltiplos graus de liberdade*”. A FIGURA 7 mostra um sistema típico com 3 graus de liberdade.

FIGURA 7 – SISTEMAS COM 3 GRAU DE LIBERDADE NÃO-AMORTECIDO



FONTE: HARRIS e PIERSOL, 2002.

Não obstante, o número de graus de liberdade necessários para se descrever o sistema mecânico a ser estudado, todos os modelos podem ser construídos considerando-se, ou não, a influência do amortecimento (conforme FIGURA 6), bem como a existência de uma força excitante externa (termo “F” na FIGURA 7). Sistemas que possuem excitações externas apresentam vibrações conhecidas como forçadas, caso contrário, as vibrações são ditas livres.

Especificamente para motores elétricos, a grande maioria dos problemas que causam vibração no equipamento tem um termo forçado em sua composição, seja de origem mecânica ou eletromagnética. As origens mais relacionadas são as seguintes (TONG, 2014):

- Vibrações de origem eletromagnética:
- Desbalanceamento de forças e torques causados pela alimentação elétrica;
 - Barras ou anel de curto quebrados no rotor (para o caso de motores de indução);
 - Forças eletromagnéticas desbalanceadas devido ao entreferro assimétrico ou excêntrico (“puxão” eletromagnético);
 - Vibração devido a tensão de operação desbalanceada;
- Vibrações de origem mecânica:
 - Desalinhamento do eixo nos mancais e/ou tampas;
 - Mancal defeituoso;
 - Vibração autoalimentada (ressonância);
 - Vibração torcional;
 - Desbalanceamento dos componentes rotativos.

Neste trabalho, o problema de vibração em foco é resultante das irregularidades existentes no entreferro, que causam o chamado “puxão eletromagnético”, do inglês *magnetic pull*. Tong (2014, pp. 501-502) comenta que, independente do mecanismo ou falha que cause tais irregularidades, ele resultará em uma variação na distribuição do fluxo magnético (Φ) e, conseqüentemente, uma força eletromagnética resultante surgirá na região do entreferro, causando o “puxão”. Segundo esse autor, tais forças magnéticas podem ser calculadas pela seguinte equação

$$\vec{F} = \frac{1}{\delta(\phi)} \int_{S_{ag}} \left[\frac{1}{\mu_0} B_r B_\phi \vec{e}_\phi + \frac{1}{2\mu_0} (B_r^2 - B_\phi^2) \vec{e}_r \right] dS \quad (2)$$

onde:

- $\delta(\phi)$ é o entreferro num dado ângulo ϕ ;
- S_{ag} é a área da seção transversal do entreferro;
- μ_0 é a permeabilidade magnética do ar;
- B_r e B_ϕ são, respectivamente, os componentes radial e circunferencial da densidade do fluxo magnético;
- \vec{e}_ϕ e \vec{e}_r são, respectivamente, os vetores unitários nas direções circunferencial e radial.

Em geral, a densidade de fluxo circunferencial é muito pequena, sendo por vezes desprezada.

Para um motor perfeitamente montado e alinhado, tem-se que o entreferro, δ , é uniforme e dado por

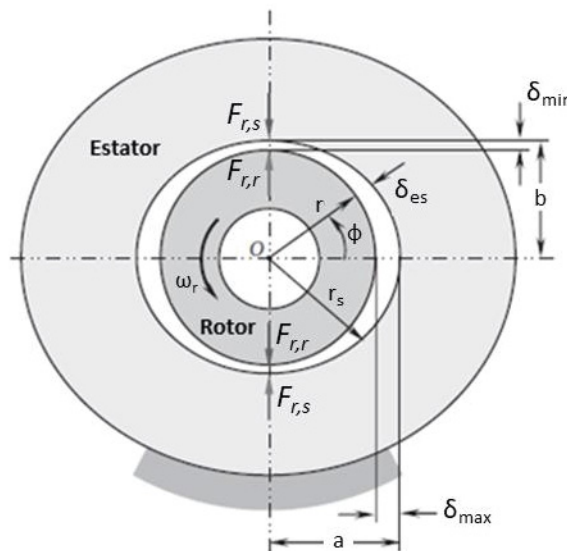
$$\delta(\phi) = r_{\text{estator}} - r_{\text{rotor}} \quad (3)$$

onde:

- r_{estator} é o raio interno do estator;
- r_{rotor} é o raio externo do rotor.

Em outros casos, como na FIGURA 8, que mostra um estator ovalizado, seja por defeito de fabricação, seja devido a um valor excessivo de sua força de interação eletromagnética com o rotor ($F_{r,s}$), há uma variação dinâmica no entreferro. Essa variação se dá entre os valores máximo (δ_{max}) e mínimo (δ_{min}).

FIGURA 8 – CORTE DE UM ESTATOR OVALIZADO E SUA VARIAÇÃO CAUSADA NO ENTREFERRO



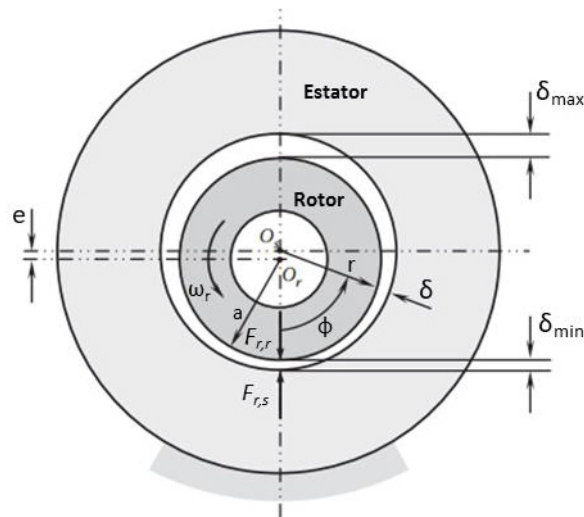
FONTE: TONG, 2014.

Sendo assim, o valor do entreferro, δ_{es} , se altera em função da posição circunferencial (ϕ) e pode ser dado (conforme FIGURA 8) por

$$\delta_{es}(\phi) = \delta_{\max} + a \left(\frac{b}{\sqrt{a^2 \sin^2 \phi + b^2 \cos^2 \phi}} - 1 \right) \quad (4)$$

Outro problema de posicionamento intrínseco entre rotor e estator, e que causa o “puxão” eletromagnético descrito acima, é a excentricidade entre estes componentes. A FIGURA 9 mostra este efeito, no qual a excentricidade (e) é resultado da variação entre os entreferos máximo (δ_{\max}) e mínimo (δ_{\min}).

FIGURA 9 – CORTE DE UM ESTATOR EXCÊNTRICO EM RELAÇÃO AO ROTOR E SUA VARIAÇÃO CAUSADA NO ENTREFERRO



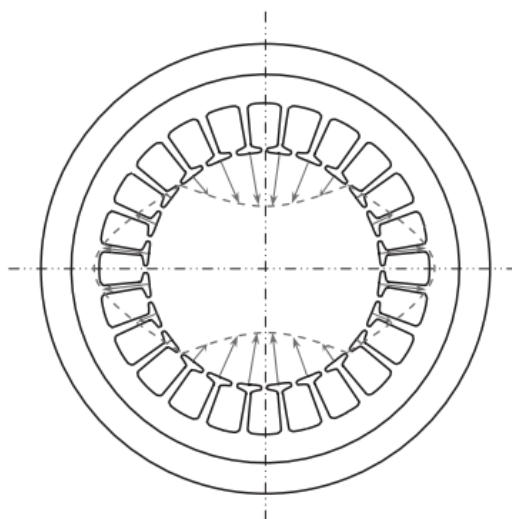
FONTE: TONG, 2014.

Este efeito é conhecido por excentricidade dinâmica do entreferro. Neste caso, o entreferro, δ_{nc} , em função da posição circunferencial (ϕ), pode ser descrito (conforme FIGURA 9) por

$$\delta_{nc}(\phi) = r_{\text{estator}} - e \cos \phi - \sqrt{e^2 (\cos^2 \phi - 1) + (r_{\text{estator}} - \delta_{\text{médio}})^2} \quad (5)$$

Conforme pode ser observado pelo caráter das equações (4) e (5), a distribuição de forças eletromagnéticas é harmônica (TONG, 2014). Para um motor 2 polos, tal distribuição, considerando-se um entreferro uniforme, se dá como representado na FIGURA 10.

FIGURA 10 – CAMPO DE FORÇAS ELETROMAGNÉTICAS (SETAS) AGINDO RADIALMENTE NO ENTREFERRO



FONTE: TONG, 2014.

Caso exista excentricidade dinâmica entre o rotor e o estator, o primeiro apresentará um bamboleio característico, o que gera uma flutuação cíclica nas forças eletromagnéticas em 2 vezes a frequência de alimentação do motor (TONG, 2014, p. 505). Esta flutuação constitui o termo forçado da equação (1), aplicada ao estator, quando se substitui a equação (5) na (2).

A oscilação, ou vibração, resultante percorre a orla externa do estator (chamada coroa), sendo transmitida, na sequência, para a carcaça do motor (posto que estator e carcaça estão mecanicamente conectados) e, então, para o restante do equipamento.

2.2 ISOLAMENTO MECÂNICO DE VIBRAÇÕES

A técnica de isolamento de vibrações mecânicas é bastante empregada em ambientes industriais, conforme ilustrado na FIGURA 11, principalmente para se isolar um equipamento de sua base. Esse isolamento pode ser projetado tanto para impedir que o equipamento isolado interfira em equipamentos próximos através de seus suportes (dito isolamento de fonte), ou para impedir que equipamentos sensíveis a vibrações, como balanças de precisão e tornos, tenham seu desempenho comprometido devido a outras máquinas operando nas proximidades (dito isolamento de receptor).

FIGURA 11 – ISOLADORES INSTALADOS EM CONJUNTO MOTOR/COMPRESSOR



FONTE: <https://goo.gl/T5G5Xd> (acesso em 12/02/2018).

Independentemente do tipo de isolamento, um isolador sempre é um dispositivo composto por um elemento resiliente (isto é, com capacidade de absorver energia quando deformado elasticamente e readquirir a forma quando descarregado da carga que provocou a deformação), interpostos entre as estruturas que se deseja tratar. Esta característica de resiliência é obtida, geralmente, por estruturas flexíveis como molas e/ou regiões delgadas em estruturas complexas.

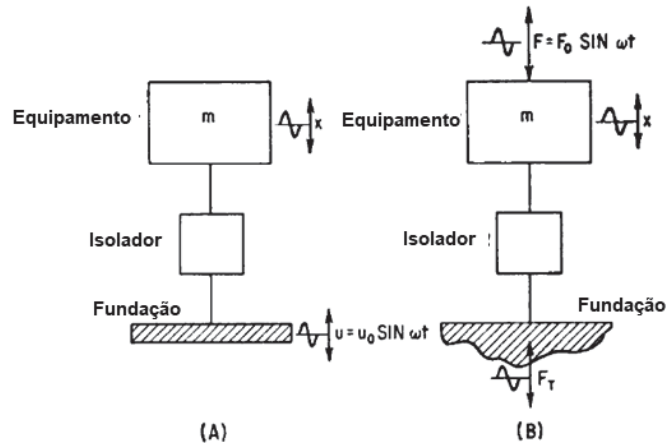
Em adição aos elementos resilientes, pode ser necessária a inclusão de elementos amortecedores, que tem a capacidade de dissipar energia, seja na forma de calor e/ou ruído. Tais elementos são importantes pois uma estrutura que só absorve e libera energia, sem dissipá-la, pode sofrer falha devido à fadiga de seus componentes.

A partir dos modelos apresentados na FIGURA 12, podem ser definidas duas funções que permitem determinar o desempenho e as características dos isoladores. São elas (HARRIS e PIERSOL, 2002):

- **Transmissibilidade Absoluta:** definida como a razão entre a amplitude da força transmitida, através do isolador, e a amplitude da força exercida pela fonte excitadora, ou, alternativamente, entre a amplitude de deslocamento do sistema e a amplitude de deslocamento da base (FIGURA 13A);
- **Transmissibilidade Relativa:** definida como a razão entre a amplitude de deflexão relativa no isolador e a amplitude de deslocamento da base. É relevante apenas quando se deseja controlar uma vibração transmitida pela base para um equipamento, medindo o quanto de folga

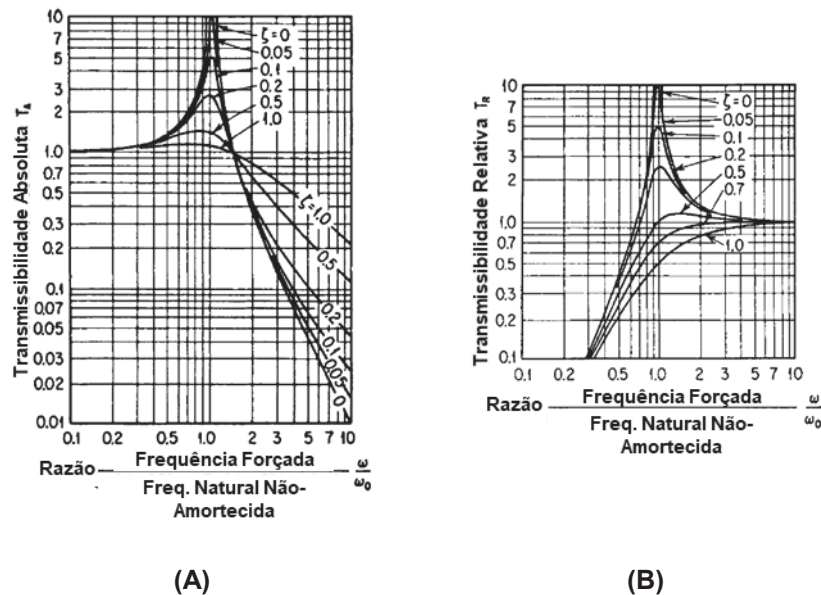
é necessário para o funcionamento adequado do isolador (FIGURA 13B).

FIGURA 12 – MODELOS UNIDIRECIONAIS PARA ISOLAMENTO: (A) DE RECEPTOR E (B) DE FONTE



FONTE: HARRIS e PIERSOL, 2002.

FIGURA 13 – GRÁFICOS TÍPICOS PARA TRANSMISSIBILIDADE ABSOLUTA (A) E RELATIVA (B) PARA DIVERSAS RAZÕES DE AMORTECIMENTO



FONTE: HARRIS e PIERSOL, 2002.

Em geral, o objetivo no projeto de um isolador é fazer com que a estrutura a ser isolada opere na faixa com transmissibilidade absoluta (T_a) menor que 1. Ou seja, sofrendo esforços menores dos que os referentes aos esforços externos que causam

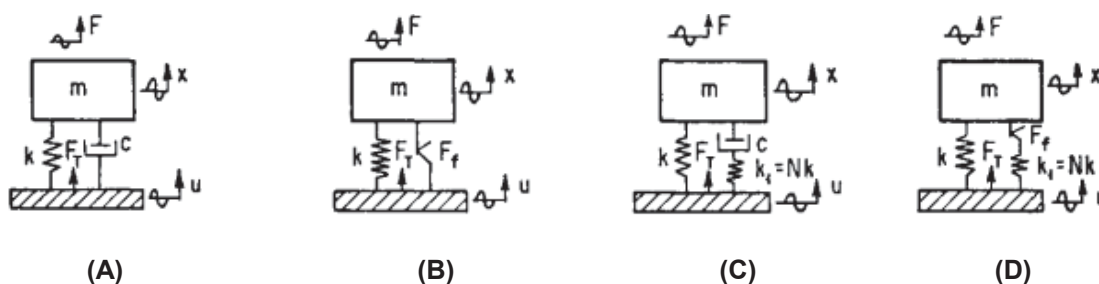
a ocorrência de vibração forçada, o que ocorre acima da frequência natural (ω_0), num sistema com 1 GDL.

Segundo Harris e Piersol (2002, pp. 30.2-30.5), existem 4 tipos básicos e idealizados de isoladores, quais sejam:

- a) Amortecedor viscoso rigidamente conectado (FIGURA 14A);
- b) Amortecedor de Coulomb rigidamente conectado (FIGURA 14B);
- c) Amortecedor viscoso elasticamente conectado (FIGURA 14C);
- d) Amortecedor de Coulomb elasticamente conectado (FIGURA 14D);

Neste trabalho, apenas o modelo com amortecimento viscoso conectado rigidamente (FIGURA 14A) será considerado.

FIGURA 14 – ISOLADORES IDEALIZADOS



FONTE: HARRIS e PIERSOL, 2002.

Voltando à FIGURA 13, pode-se perceber que amortecimento desempenha papel fundamental, uma vez que, com o controle da razão de amortecimento, é possível amenizar o esforço transmitido quando a frequência da força de excitadora (ω) se encontra em torno da frequência natural (ω_0) de um sistema com 1 GDL. Por outro lado, considerando que o amortecimento seja viscoso, à medida que a razão de amortecimento cresce, reduz o desempenho de um na região de isolamento.

A equação (1) é utilizada por Harris e Piersol (2002) para o desenvolvimento de modelos para o estudo de corpos rígidos apoiados sobre suportes resilientes. Abaixo, são descritos, de maneira simplificada, os modelos para um sistema com 1 e, em seguida, com 6 graus de liberdade.

2.2.1 Sistema com 1 grau de liberdade

Para um sistema simples com amortecimento viscoso, com apenas 1 grau de liberdade, como o exposto na FIGURA 14A, tem-se que sua transmissibilidade absoluta (T_A) pode ser expressa pela equação (6)

$$T_A(\omega) = \frac{x_0}{u_0} = \frac{F_T}{F_0} = \frac{1 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \left(2\xi \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}} \quad (6)$$

onde:

- x_0 é a magnitude da resposta em deslocamento do sistema;
- u_0 é a magnitude do deslocamento da base (excitação);
- F_T é a magnitude da força transmitida à base;
- F_0 é a magnitude da força de excitação agindo sobre o corpo;
- ξ é a razão de amortecimento do sistema com o isolador.

Recorda-se que, para sistemas com 1 grau de liberdade, a frequência natural (ω_0) pode ser calculada por

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (7)$$

onde:

- k é a rigidez do sistema;
- m é a massa do sistema.

Em posse das equações (6) e (7), o comportamento de um sistema com 1 grau de liberdade isolado pode ser descrito e sua funcionalidade avaliada.

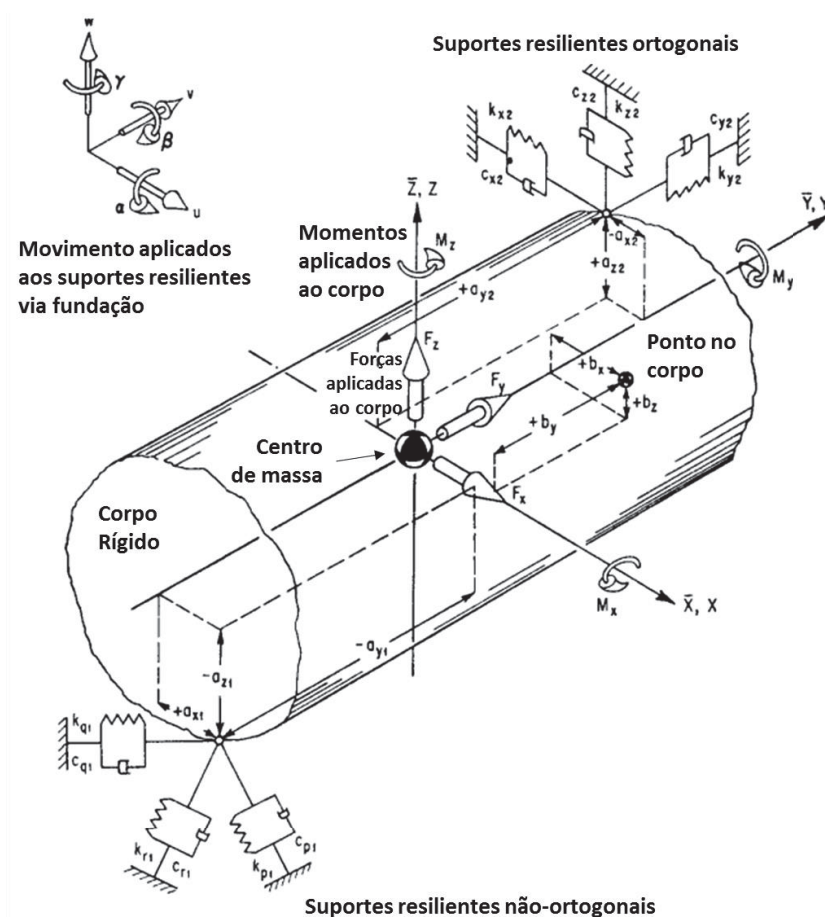
2.2.2 Sistema com 6 graus de liberdade

Para um sistema com mais graus de liberdade, a definição de transmissibilidade não é tão simples, uma vez que, neste caso, cada uma das 6 direções de excitação deveria ser cruzada com todas as 6 direções de resposta, visto

a generalidade necessária para se descrever tal sistema. Isto resultaria em um conjunto de 36 equações de transmissibilidade.

Entretanto, nenhum conceito de transmissibilidade é definido para sistemas com mais graus de liberdade que os com 1 GDL, sendo necessária a definição de um modelo mais robusto e completo para que conceitos usuais possam ser aplicados. Tal modelo é descrito por Harris e Piersol (2002) de maneira muito completa para qualquer corpo rígido, com momentos de inércia e massa próprios, além de suportes resilientes posicionados em qualquer posição e quantidade, tendo por referência o centro de massa do corpo, conforme FIGURA 15. O modelo ainda considera forças de excitação aplicadas sobre o centro de massa do corpo rígido ou movimentos vindos da base.

FIGURA 15 – ESQUEMA DO MODELO COM 6 GRAUS DE LIBERDADE



FONTE: HARRIS e PIERSOL, 2002.

Assim, a resposta do corpo, em deslocamento, velocidade ou aceleração pode ser obtida resolvendo-se o sistema formado pelas equações de (8) a (13), quais sejam:

$$m\ddot{x}_c + \sum k_{xx}(x_c - u) + \sum k_{xy}(y_c - v) + \sum k_{xz}(z_c - w) + \sum (k_{xz}a_y - k_{xy}a_z) \\ (\alpha_c - \alpha) + \sum (k_{xx}a_z - k_{xz}a_x) (\beta_c - \beta) + \sum (k_{xy}a_x - k_{xx}a_y) (\gamma_c - \gamma) = F_x \quad (8)$$

$$m\ddot{y}_c + \sum k_{yx}(x_c - u) + \sum k_{yy}(y_c - v) + \sum k_{yz}(z_c - w) + \sum (k_{yz}a_y - k_{yy}a_z) \\ (\alpha_c - \alpha) + \sum (k_{yx}a_z - k_{yz}a_x) (\beta_c - \beta) + \sum (k_{yy}a_x - k_{yx}a_y) (\gamma_c - \gamma) = F_y \quad (9)$$

$$m\ddot{z}_c + \sum k_{zx}(x_c - u) + \sum k_{zy}(y_c - v) + \sum k_{zz}(z_c - w) + \sum (k_{zz}a_y - k_{zy}a_z) \\ (\alpha_c - \alpha) + \sum (k_{zx}a_z - k_{zz}a_x) (\beta_c - \beta) + \sum (k_{zy}a_x - k_{zx}a_y) (\gamma_c - \gamma) = F_z \quad (10)$$

$$I_{xx}\ddot{\alpha}_c - I_{xy}\ddot{\beta}_c - I_{xz}\ddot{\gamma}_c + \sum (k_{xz}a_y - k_{xy}a_z)(x_c - u) + \sum (k_{yz}a_y - \\ k_{yy}a_z)(y_c - v) + \sum (k_{zz}a_y - k_{zy}a_z)(z_c - w) + \sum (k_{yy}a_z^2 + k_{zz}a_y^2 - 2k_{zy}a_z a_y) \\ (\alpha_c - \alpha) + \sum (k_{zx}a_y a_z + k_{zy}a_x a_z - k_{zz}a_x a_y - k_{xy}a_z^2) \\ (\beta_c - \beta) + \sum (k_{xy}a_y a_z + k_{zy}a_x a_y - k_{yy}a_x a_z - k_{xz}a_y^2) (\gamma_c - \gamma) = M_x \quad (11)$$

$$-I_{yx}\ddot{\alpha}_c + I_{yy}\ddot{\beta}_c - I_{yz}\ddot{\gamma}_c + \sum (k_{xx}a_z - k_{xz}a_x)(x_c - u) + \sum (k_{yx}a_z - \\ k_{yz}a_x)(y_c - v) + \sum (k_{zx}a_z - k_{zz}a_x)(z_c - w) + \sum (k_{zx}a_y a_z + k_{zy}a_x a_z - k_{zz}a_x a_y - \\ k_{xy}a_z^2)(\alpha_c - \alpha) + \sum (k_{xx}a_z^2 + k_{zz}a_x^2 - 2k_{zx}a_z a_x)(\beta_c - \beta) + \sum (k_{xy}a_x a_z + k_{zx}a_x a_y - \\ k_{xx}a_y a_z - k_{yz}a_x^2) (\gamma_c - \gamma) = M_y \quad (12)$$

$$-I_{zx}\ddot{\alpha}_c - I_{zy}\ddot{\beta}_c + I_{zz}\ddot{\gamma}_c + \sum (k_{xy}a_x - k_{xx}a_y)(x_c - u) + \sum (k_{yy}a_x - \\ k_{yx}a_y)(y_c - v) + \sum (k_{zy}a_x - k_{zx}a_y)(z_c - w) + \sum (k_{yx}a_y a_z + k_{zy}a_x a_z - k_{yy}a_x a_z - \\ k_{xz}a_y^2)(\alpha_c - \alpha) + \sum (k_{xy}a_x a_z + k_{zx}a_x a_y - k_{xx}a_y a_z - \\ k_{yz}a_x^2)(\beta_c - \beta) + \sum (k_{xx}a_y^2 + k_{yy}a_x^2 - 2k_{yx}a_z a_x)(\gamma_c - \gamma) = M_z \quad (13)$$

Nessas equações, os somatórios se dão em relação ao número de isoladores.

Têm-se que

- x_c , y_c e z_c são as coordenadas de deslocamento do centro de massa do corpo rígido, em relação aos eixos inerciais \bar{X} , \bar{Y} e \bar{Z} ;
- α_c , β_c e γ_c são as coordenadas de rotação do centro de massa do corpo rígido, também em relação aos eixos inerciais \bar{X} , \bar{Y} e \bar{Z} ;
- u , v e w são os deslocamentos aplicados aos isoladores via base (fundação);
- α , β e γ são as rotações aplicadas aos isoladores via base (fundação);
- a_x , a_y e a_z são as posições do ponto de fixação de cada isolador em relação ao centro de massa do corpo rígido;
- m é a massa do corpo rígido;
- I_{ij} representam os 6 momentos de inércia de massa do corpo, sejam eles diretos (quando $i = j$) ou cruzados (quando $i \neq j$).

As componentes de rigidez de cada isolador, designadas por k_{ij} , devem ser alinhadas ao sistema de coordenadas fixo no corpo rígido XYZ (FIGURA 15). Entretanto, os isoladores podem ser posicionados em um sistema de coordenadas PQR, associado aos seus eixos principais elásticos. Sendo assim, o conjunto de equações (14) é usado para calcular as rigidezes de um isolador em PQR para XYZ. As equações são

$$\begin{aligned}
 k_{xx} &= k_p \lambda_{xp}^2 + k_q \lambda_{xq}^2 + k_r \lambda_{xr}^2 \\
 k_{yy} &= k_p \lambda_{yp}^2 + k_q \lambda_{yq}^2 + k_r \lambda_{yr}^2 \\
 k_{zz} &= k_p \lambda_{zp}^2 + k_q \lambda_{zq}^2 + k_r \lambda_{zr}^2 \\
 k_{xy} &= k_p \lambda_{xp} \lambda_{yp} + k_q \lambda_{xq} \lambda_{yq} + k_r \lambda_{xr} \lambda_{yr} \\
 k_{xz} &= k_p \lambda_{xp} \lambda_{zp} + k_q \lambda_{xq} \lambda_{zq} + k_r \lambda_{xr} \lambda_{zr} \\
 k_{yz} &= k_p \lambda_{yp} \lambda_{zp} + k_q \lambda_{yq} \lambda_{zq} + k_r \lambda_{yr} \lambda_{zr}
 \end{aligned} \tag{14}$$

onde:

- k_p , k_q e k_r são as rigidezes do isolador em seu sistema de coordenadas local PQR;
- λ_{ij} representa o valor dos cossenos dos ângulos formados entre a direção “i”, do sistema XYZ, e “j”, do sistema PQR.

Todo esse equacionamento constitui um conjunto de equações de movimento para um sistema com 6 graus de liberdade. Entretanto, tal conjunto de equações permite soluções analíticas apenas quando considerações de simetria e

simplificações adicionais são realizadas (HARRIS e PIERSOL, 2002). Além do mais, este modelo não é de implementação computacional expedita e difícil de ser tratado para casos com diversos isoladores.

Smollen (1966), ainda na década de 70, apresenta este mesmo equacionamento, porém de maneira matricial. Ele cita como vantagens de seu modelo matricial a possibilidade de aplicação sistemática, desde problemas menores, com poucos isoladores, até problemas maiores, com vários isoladores.

A equação matricial (15) descreve de maneira resumida o modelo de interesse. Ela é dada por

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}_{6 \times 6} \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{\Theta} \end{Bmatrix}_{6 \times 1} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{x\theta} \\ K_{\theta x} & K_{\theta\theta} \end{bmatrix}_{6 \times 6} \begin{Bmatrix} X-U \\ \Theta-\alpha \end{Bmatrix}_{6 \times 1} = \{F\}_{6 \times 1} \quad (15)$$

onde:

$$[m] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & m \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$[I] = \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{yx} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{zx} & -I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{\Theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_c \\ \ddot{y}_c \\ \ddot{z}_c \\ \ddot{\alpha}_c \\ \ddot{\beta}_c \\ \ddot{\gamma}_c \end{Bmatrix} \quad (18)$$

Já a matriz de coeficientes de rigidez, também presente na equação (15), é definida de maneira análoga ao modelo de Harris e Piersol (2002). A única diferença marcante é utilização dos ângulos de Euler como metodologia para transformação de coordenadas nos isoladores, o que é utilizado na formulação de Smollen (1966). Mais detalhes sobre a montagem destas matrizes podem ser obtidos diretamente em Smollen (1966).

O cálculo das frequências naturais e dos modos de vibrar que caracterizam o modelo dinâmico a ser estudado, pode ser feito pela transferência da descrição

matemática sem excitações externas do domínio do tempo para o da frequência, via transformada de Fourier (RAO, 2008). Na sequência, resolve-se o problema de autovalores apresentado na equação (19), qual seja,

$$\begin{bmatrix} K_{xx} & K_{x\theta} \\ K_{\theta x} & K_{\theta\theta} \end{bmatrix}_{6 \times 6} \begin{Bmatrix} X(\omega) \\ \Theta(\omega) \end{Bmatrix}_{6 \times 1} = \omega^2 \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}_{6 \times 6} \begin{Bmatrix} X(\omega) \\ \Theta(\omega) \end{Bmatrix}_{6 \times 1} \quad (19)$$

Em posse destas características, e de considerações sobre o amortecimento presente no sistema (o que será feito a seguir), torna-se possível avaliar se a inclusão de determinada ação de isolamento surtirá efeito, ou não.

2.2.3 Consideração sobre o amortecimento

No modelo apresentado anteriormente para o tratamento de sistemas com 6 graus de liberdade, visando o isolamento de vibração, fica explícita a ausência dos termos de amortecimento. Isto não significa, contudo, que tal propriedade é desconsiderada. Quando pertinente, sem perda de generalização ou necessidade de se alterar os modelos até então propostos, pode-se incluir tais efeitos pela consideração de matrizes de amortecimento viscoso (SMOLLEN, 1966) ou matrizes complexas de rigidez (NASHIF, JONES e HENDERSON, 1985). Esta técnica que para modelos que sistemas com amortecimentos significativos sejam modelados de forma expedita, como observado em Tsushima, Jido e Mizuno (1975).

As matrizes complexas de rigidez são particularmente convenientes para descrever situações que se tenha amortecimento estrutural ou amortecimento oriundo de elementos viscoelásticos. Nesses casos, as matrizes, para análise no domínio da frequência são da forma

$$[\bar{K}(\omega)] = [K(\omega)] + i[H(\omega)] = [K(\omega)][I + i[\eta(\omega)]] \quad (20)$$

onde:

- $[\bar{K}(\omega)]$ é a matriz complexa de rigidez;
- $[K(\omega)]$ é a matriz de rigidez (real);
- $[H(\omega)]$ é a matriz de amortecimento;
- $[\eta(\omega)] = [K(\omega)]^{-1}[H(\omega)]$ é a matriz de fator de perda;
- $[I]$ é a matriz identidade correspondente.

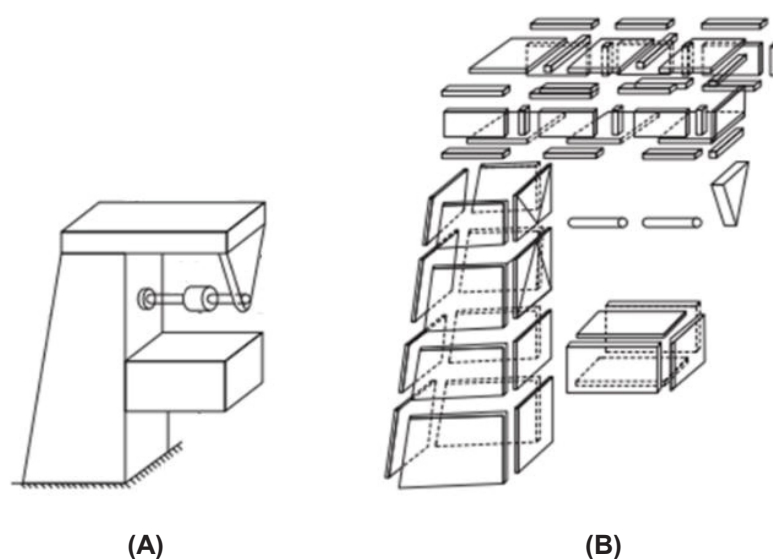
Na definição da matriz de fator de perda, está implícita a consideração de que a matriz de rigidez é não singular.

2.3 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O método dos elementos finitos é um método bastante conhecido e explorado, tanto em meios acadêmicos como na indústria, principalmente para as áreas de estudos estruturais, dinâmicos, fluidodinâmicos e eletromagnéticos. Sua utilização remonta a meados do século XX, juntamente com o advento da computação (REDDY, 2006).

Sua fundamentação básica é a seguinte: um problema complexo pode ser mais facilmente resolvido quando subdividido em problemas menores, que se correlacionam (RAO, 2011). A FIGURA 16 exemplifica este conceito subdividindo uma máquina ferramenta no que seriam seus subdomínios de cálculo idealizados. Cada um destes subdomínios de cálculo segue o modelo matemático específico para o tipo de cálculo a ser executado, sendo normalmente compostos por equações diferenciais em suas formas fracas (REDDY, 2006).

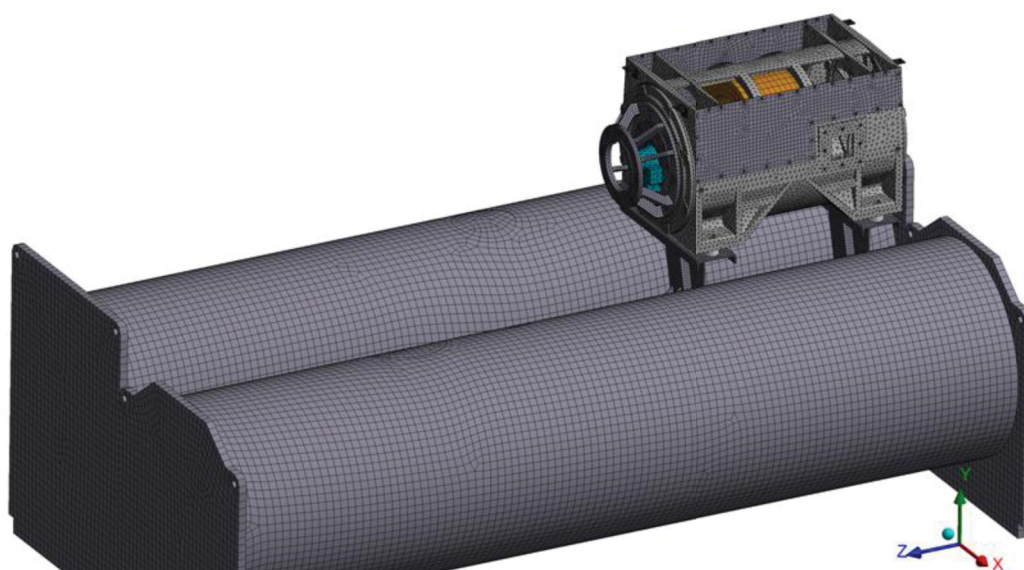
FIGURA 16 – EXEMPLO CONCEITUAL DE UMA MÁQUINA FERRAMENTA (A) E SEUS SUBDOMÍNIOS DE CÁLCULO (B) PARA O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS



FONTE: RAO, 2011.

De maneira prática, as estruturas, componentes ou conjuntos de componentes a serem estudados são divididos em tantos elementos quanto sejam necessários. Esses elementos por sua vez, possuem uma pluralidade de nós, que depende do tipo de elemento empregado. O conjunto desses elementos recebe o nome de malha, o que é exemplificado na FIGURA 17.

FIGURA 17 – EXEMPLO DE MALHA GERADA AUTOMATICAMENTE POR UM SOFTWARE COMERCIAL



FONTE: O autor (2018).

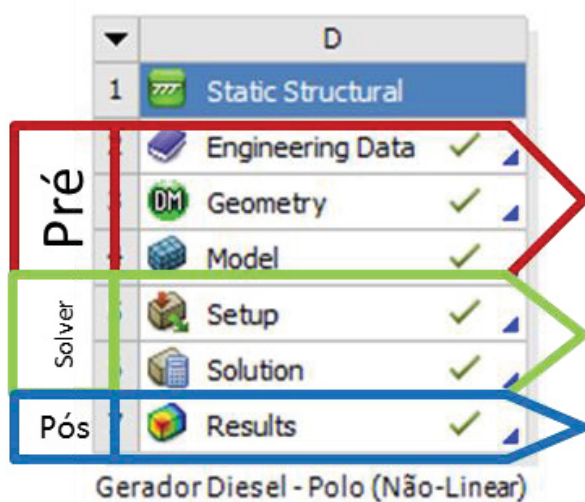
Face à robustez de cálculo e escalabilidade fornecida pela aplicação do método, bem como o crescente interesse das empresas em reduzir seus custos de desenvolvimento através da utilização de prototipagem virtual, surgiram vários softwares comerciais, que têm suas primeiras versões datadas do final da década de 1960. Por oferecerem diversas praticidades para o estudo de grandes e complexas estruturas sobre o uso de um código próprio de cálculo, estas ferramentas também são contempladas neste trabalho, para a modelagem e análise de comportamento dinâmico dos sistemas de interesse¹.

Normalmente, o emprego de ferramentas comerciais segue a aplicação de três etapas básicas (RAO, 2011), conforme ilustrado na FIGURA 18. As etapas são:

¹ Especificamente, será usado o software comercial ANSYS®.

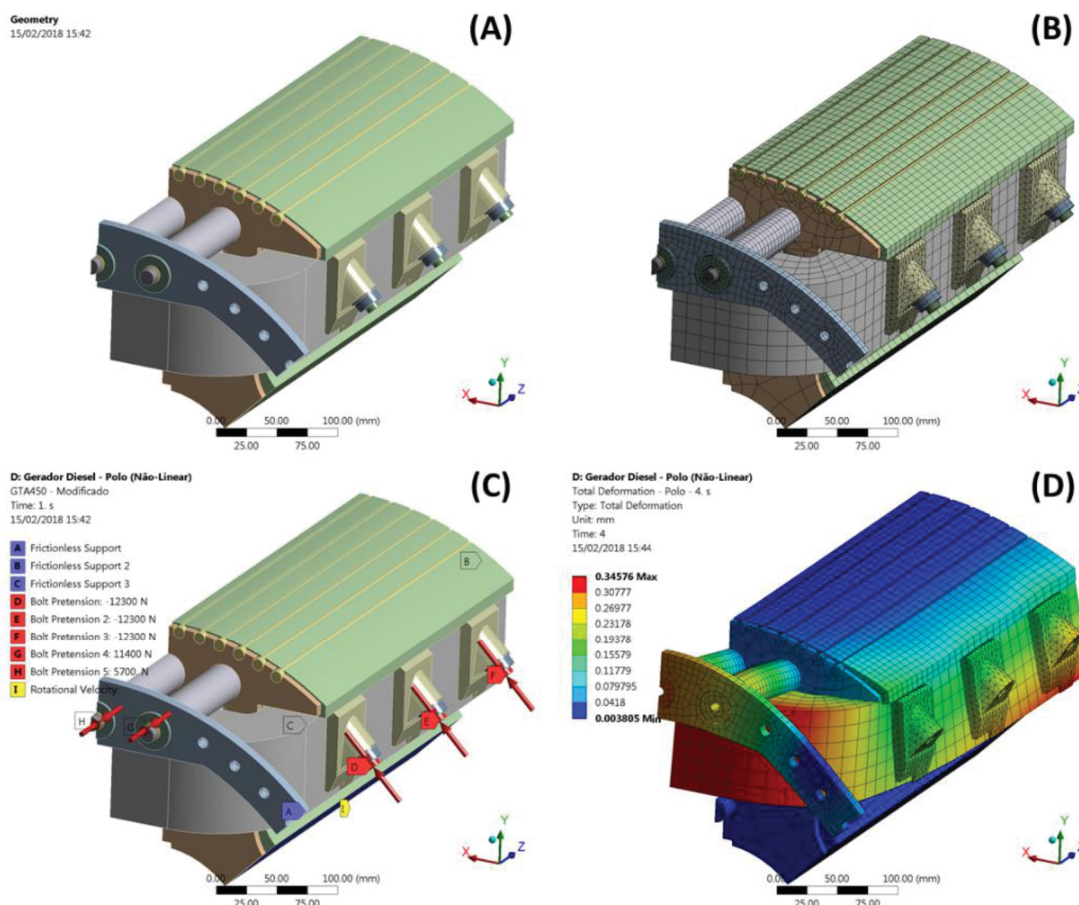
- **Pré-processamento:** Nesta etapa a geometria e o fenômeno que se deseja representar são simplificados (FIGURA 19A), com os meios físicos e materiais envolvidos tendo suas características definidas e vinculadas às suas respectivas geometrias. Também são definidas as condições de contorno e carga (FIGURA 19C), aplicadas aos nós da malha correspondente (FIGURA 19B) em regiões pertinentes;
- **Análise numérica:** Popularmente conhecida por “Solver”, é a etapa responsável pela execução do motor de cálculo para o modelo definido. Neste ponto, as informações definidas anteriormente são agregadas aos elementos da malha, e assim posicionados nas matrizes do modelo numérico. Os resultados são calculados e armazenados;
- **Pós-processamento:** De posse dos resultados numéricos armazenados, que variam conforme o fenômeno estudado, geram-se nesta etapa, os gráficos e imagens (FIGURA 19D) comumente vistos para problemas resolvidos via método dos elementos finitos.

FIGURA 18 – ETAPAS PARA REPRESENTAÇÃO DE UM FENÔMENO FÍSICO VIA ELEMENTOS FINITOS PELO SOFTWARE ANSYS



FONTE: O autor (2018).

FIGURA 19 – EXEMPLO DE MODELO PARA ELEMENTOS FINITOS DE PARTE DE UM ROTOR DE POLOS SALIENTES PARA GERADOR DIESEL: (A) GEOMETRIA SIMPLIFICADA, (B) MALHA GERADA, (C) CONDIÇÕES DE CONTO RNO IMPOSTAS E (D) RESULTADOS PÓS PROCESSADOS



FONTE: O autor (2017).

Por se tratar de um modelo numérico, e assim estar passível a erros, os resultados obtidos via elementos finitos devem ser avaliados criteriosamente, em busca de padrões de resultado ilógicos ou incomuns. Um usuário experiente deve ser capaz de notar tais padrões indesejáveis e estudar variações no modelo do problema a fim de eliminá-los.

2.4 CRITÉRIO DE CONFIANÇA MODAL – MAC

O critério de confiança modal, ou MAC (de “*Modal Assurance Criterion*”), é um indicador estatístico que teve seu conceito criado no final da década de 1970, para verificação de ortogonalidade entre vetores (ALLEMANG, 1980). No que diz respeito à análise de características vibratórias, seu objetivo é o de comparar e determinar se

há coerência entre modos de vibrar obtidos por meio de diferentes procedimentos e modelos, a priori, mas não exclusivamente, experimental e numérico.

A correlação entre os modos de vibrar é realizada conforme equação (21), qual seja,

$$MAC(\{\varphi_r\}, \{\varphi_s\}) = \frac{|\{\varphi_r\}^{*t} \{\varphi_s\}|^2}{(\{\varphi_r\}^{*t} \{\varphi_r\}) (\{\varphi_s\}^{*t} \{\varphi_s\})} \quad (21)$$

Nela, os modos de vibrar dos modelos “r” e “s”, representados por $\{\varphi_r\}$ e $\{\varphi_s\}$ respectivamente, tem sua consistência confrontada. Quando, portanto, os modos apresentam consistência, o valor de MAC se aproxima da unidade. Caso contrário, quando o valor se aproxima de zero, os modos não são consistentes (ALLEMANG, 2003). Como, no presente trabalho, modelos de origem distintas são empregados na descrição de um mesmo sistema, este indicador é de valia.

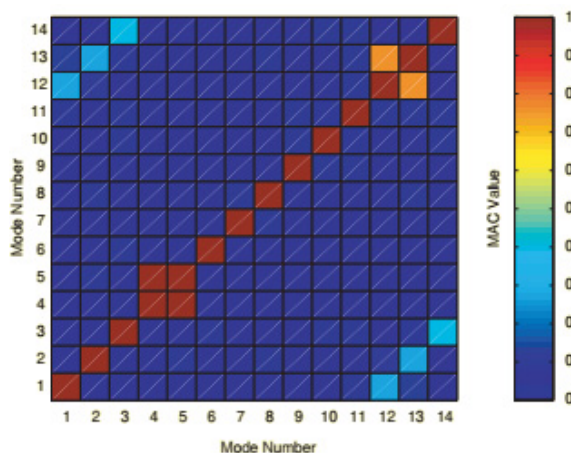
Para uma análise via matriz de MAC, considerando “n” modos, seus resultados podem ser apresentados de 3 maneiras distintas: tabular (FIGURA 20), mapa de cores 2D (FIGURA 21) ou gráfico 3D de barras (FIGURA 22). Via de regra, as formas gráficas são as mais preferíveis.

FIGURA 20 – FORMA TABULAR DE APRESENTAÇÃO DA MATRIZ DE MAC PARA A COMPARAÇÃO DE 14 MODOS DE VIBRAR

Mode	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	1.000	0.000	0.001	0.011	0.021	0.012	0.008	0.002	0.029	0.005	0.001	0.118	0.275	0.007
2	0.000	1.000	0.012	0.006	0.010	0.001	0.009	0.003	0.007	0.006	0.029	0.273	0.126	0.002
3	0.001	0.012	1.000	0.002	0.007	0.017	0.001	0.001	0.006	0.022	0.019	0.060	0.045	0.394
4	0.011	0.006	0.002	1.000	0.993	0.011	0.007	0.001	0.014	0.013	0.003	0.002	0.002	0.010
5	0.021	0.010	0.007	0.993	1.000	0.013	0.006	0.012	0.015	0.014	0.004	0.002	0.003	0.003
6	0.012	0.001	0.017	0.011	0.013	1.000	0.000	0.005	0.004	0.007	0.011	0.012	0.009	0.006
7	0.008	0.009	0.001	0.007	0.006	0.000	1.000	0.000	0.022	0.005	0.002	0.008	0.009	0.007
8	0.002	0.003	0.001	0.001	0.012	0.005	0.000	1.000	0.000	0.020	0.019	0.011	0.007	0.006
9	0.029	0.007	0.006	0.014	0.015	0.004	0.022	0.000	1.000	0.015	0.008	0.005	0.019	0.006
10	0.005	0.006	0.022	0.013	0.014	0.007	0.005	0.020	0.015	1.000	0.093	0.002	0.003	0.025
11	0.001	0.029	0.019	0.003	0.004	0.011	0.002	0.019	0.008	0.093	1.000	0.026	0.017	0.023
12	0.118	0.273	0.060	0.002	0.002	0.012	0.008	0.011	0.005	0.002	0.026	1.000	0.755	0.067
13	0.275	0.126	0.045	0.002	0.003	0.009	0.009	0.007	0.019	0.003	0.017	0.755	1.000	0.067
14	0.007	0.002	0.394	0.010	0.003	0.006	0.007	0.006	0.006	0.025	0.023	0.067	0.067	1.000

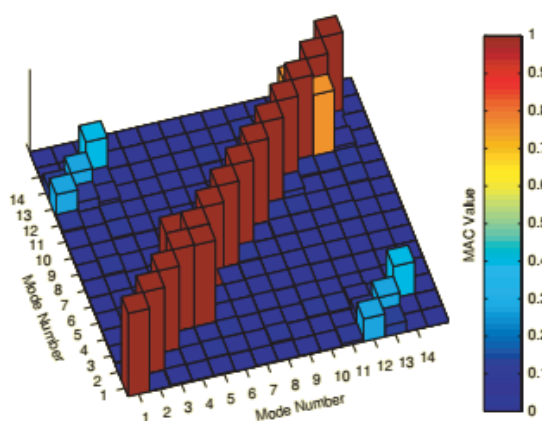
FONTE: ALLEMANG, 2003.

FIGURA 21 – REPRESENTAÇÃO DE UM MAPA DE CORES 2D DE UMA MATRIZ DE MAC PARA A COMPARAÇÃO DE 14 MODOS DE VIBRAR



FONTE: ALLEMANG, 2003.

FIGURA 22 – REPRESENTAÇÃO DE UM GRÁFICO 3D DE BARRAS PARA UMA MATRIZ DE MAC PARA A COMPARAÇÃO DE 14 MODOS DE VIBRAR



FONTE: ALLEMANG, 2003.

Além da comparação entre modelos distintos, não é incomum a utilização da ferramenta para o que se chama de “AutoMAC”. Nesta modalidade, os modos de um mesmo modelo, com resoluções distintas, são comparados entre si, possibilitando a observação de cruzamentos entre modos diferentes, e a escolha da resolução mais satisfatória. Em geral, para este caso, a diagonal principal da matriz de MAC é inteiramente unitária, sendo os demais termos classificados como “cruzamentos” entre modos, o que representaria, em caso de não serem nulos, a existência de relação, e, portanto, ausência de ortogonalidade.

3 PATENTES

Segundo o site do Instituto Nacional da Propriedade Intelectual, INPI, (INSTITUTO NACIONAL DE PROPRIEDADE INDUSTRIAL, 2017):

Patente é um título de propriedade temporária sobre uma invenção ou modelo de utilidade, outorgado pelo Estado aos inventores ou autores ou outras pessoas físicas ou jurídicas detentoras de direitos sobre a criação. Com este direito, o inventor ou o detentor da patente tem o direito de impedir terceiros, sem o seu consentimento, de produzir, usar, colocar à venda, vender ou importar produto objeto de sua patente e/ ou processo ou produto obtido diretamente por processo por ele patenteado. Em contrapartida, o inventor se obriga a revelar detalhadamente todo o conteúdo técnico da matéria protegida pela patente.

Para se enquadrar como patente, uma ideia tem que se apresentar em sua essência como uma novidade não óbvia, ou demonstrar atividade inventiva, bem como possuir aplicação prática. Sendo assim, este tipo de documento tem elevado valor estratégico para o setor industrial, uma vez que divulga e protege os trabalhos de desenvolvimento e tecnologia da empresa, além de ser uma indicação do que seus concorrentes estão desenvolvendo, ou em que estão investindo tempo.

É comum dentro das empresas de maior porte, e principalmente multinacionais, como a WEG, que existam equipes inteiras dedicadas a pesquisa, elaboração e monitoramento de patentes de concorrentes. Isso ocorre tanto com o objetivo de apenas observar sua evolução em determinada área quanto para que se evite que determinada nova ideia de produto, ou tecnologia, infrinja patentes já concedidas.

Diversas ferramentas e bancos de dados estão disponíveis para que se execute estas pesquisas. Muitos deles, inclusive, são públicos. A critério informativo, podem ser citados os seguintes:

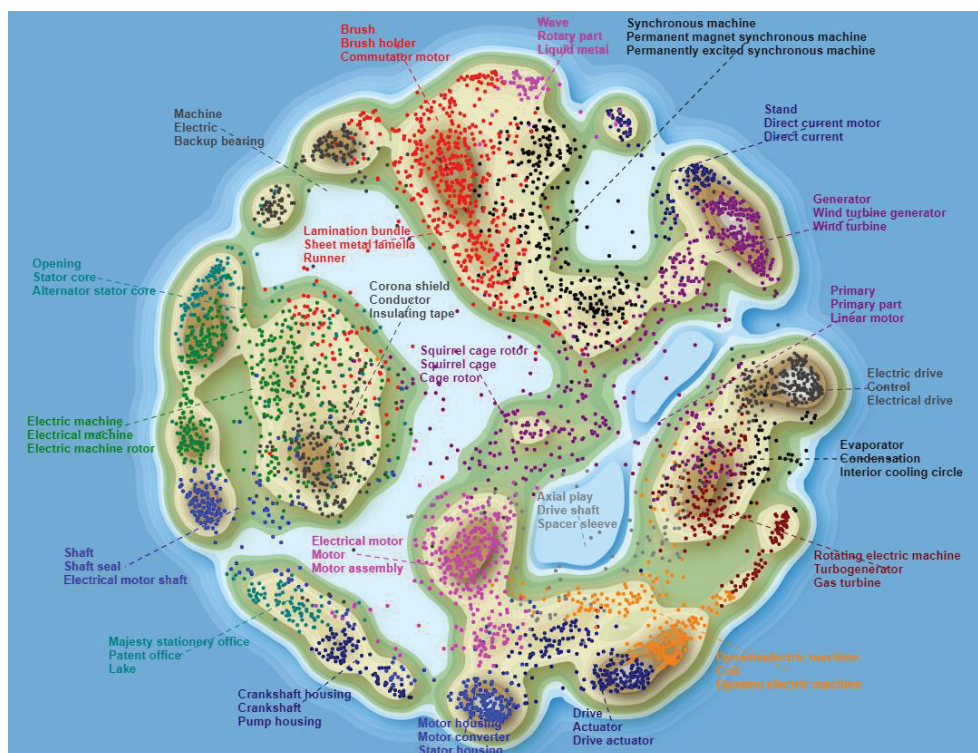
- a) Google Patents (público);
- b) Spacenet (público);
- c) USPTO (público);
- d) LATIPAT (público);
- e) PATENTSCOPE (público);
- f) Orbit Intelligence® (privado);
- g) Thompson Reuters® (privado).

Para facilitar a organização destes bancos de dados, existem classificações seguidas internacionalmente que separam os inventos por áreas e aplicações. A classificação destinada a MERs, dada pela WIPO, é a H02K (INSTITUTO NACIONAL DE PROPRIEDADE INDUSTRIAL, 2016), destinada exclusivamente para equipamentos dínamo-elétricos.

Uma busca de patentes de excelência demanda muita experiência para ser executada, existindo sempre o risco de não se conseguir encontrar a totalidade de patentes sobre o tema de interesse. A busca realizada para este trabalho, face ao seu objetivo, levou em consideração como signatários dos resultados os maiores concorrentes da WEG no setor de MER, como Siemens, General Electrics e ABB, dentre outros de menor representatividade.

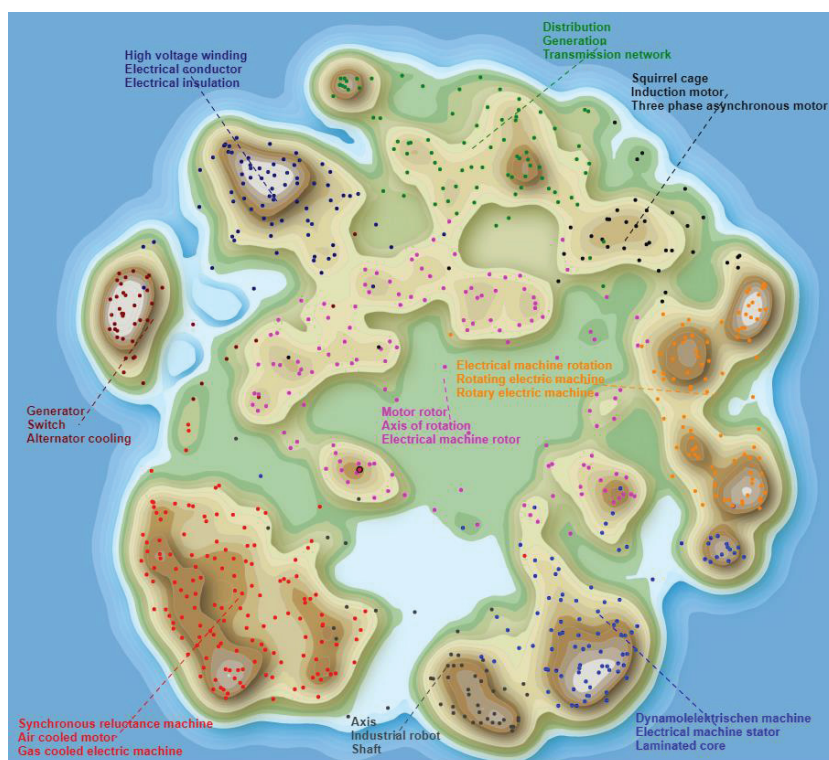
Utilizando um software dedicado à busca de patente chamado Orbit Intelligence®, e cruzando como signatários os concorrentes da empresa WEG citados acima, com a classificação internacional descrita anteriormente, os mapas de tecnologia dados pela FIGURA 23, FIGURA 24 e FIGURA 25 puderam ser gerados e analisados.

FIGURA 23 – MAPA DE TECNOLOGIAS SIEMENS PARA MERS



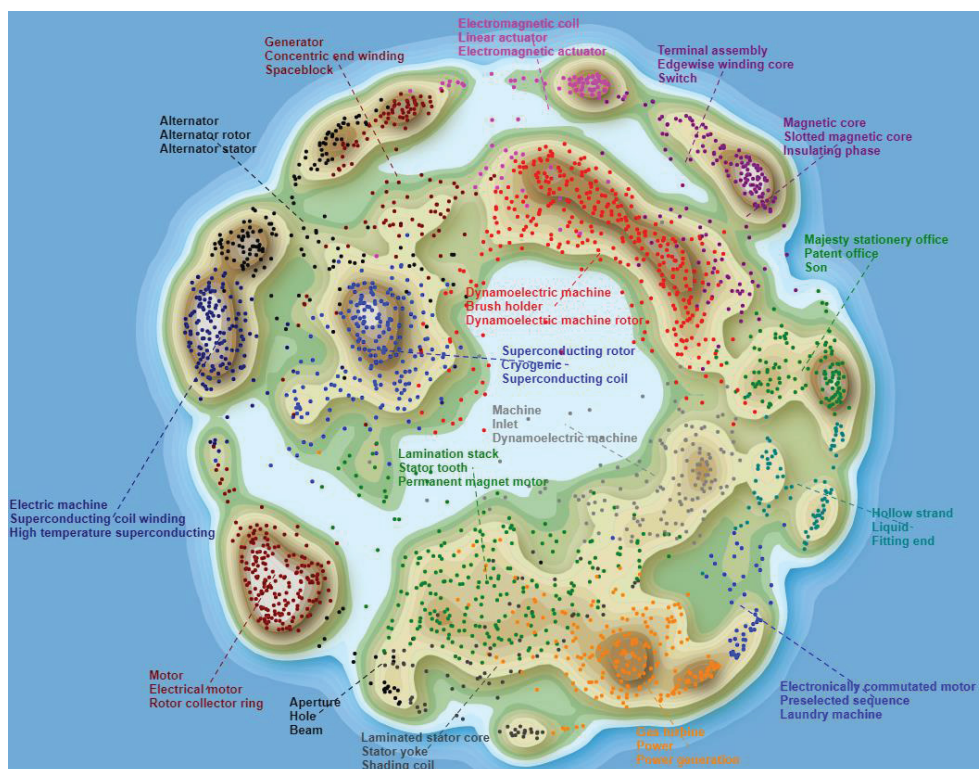
FONTE: O autor (2018).

FIGURA 24 – MAPA DE TECNOLOGIAS ABB PARA MERS



FONTE: O autor (2018).

FIGURA 25 – MAPA DE TECNOLOGIAS GENERAL ELECTRICS PARA MERS



FONTE: O autor (2018).

Tais mapas, emitidos na língua inglesa, são utilizados para avaliar a abrangência das patentes depositadas pelos signatários designados. Neles, formam-se “ilhas” compostas por patentes de mesmo, ou semelhante, assunto, separadas por cores. Avaliando essas ilhas, foi possível definir as de maior relevância para este trabalho, sendo as buscas subsequentes balizadas por estes macro temas.

As patentes de maior relevância encontradas, então, tiveram seus conceitos inventivos investigados e avaliados quanto à sua aplicabilidade, seja legal, de projeto ou de fabricação. Elas serviram como base para o desenvolvimento da solução de isolamento que se deseja alcançar ao final deste trabalho.

Abaixo, as patentes encontradas são apresentadas de maneira resumida, sendo seus conceitos principais expostos.

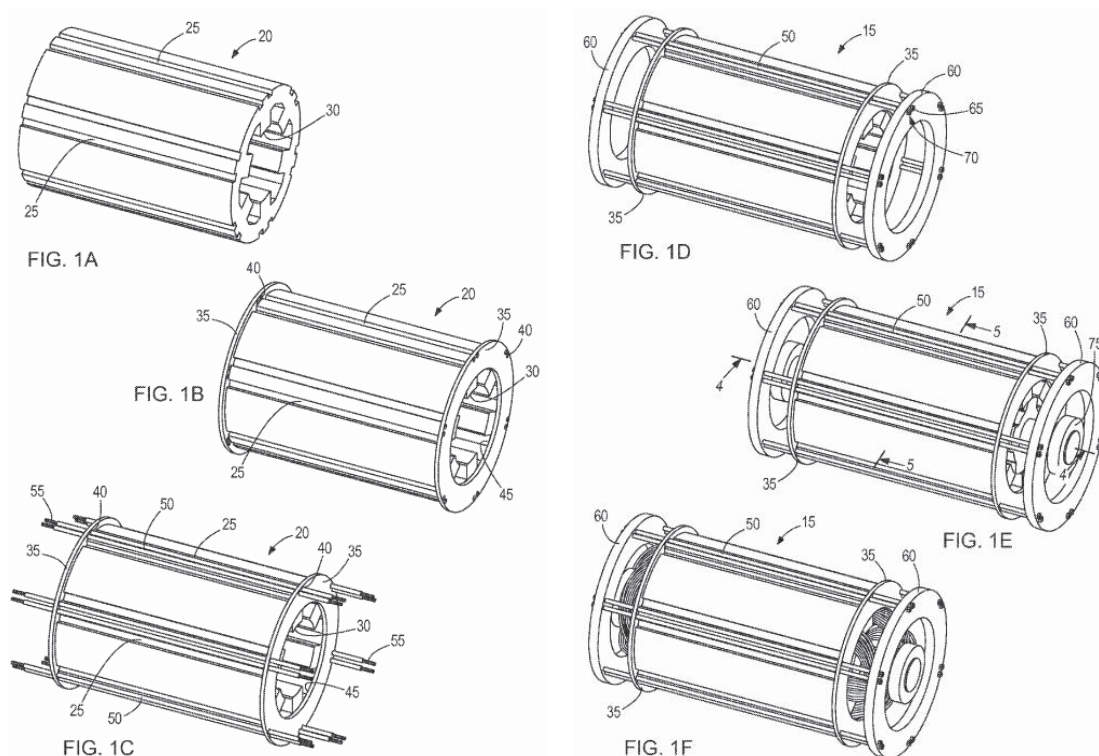
3.1 PATENTE US9496765

- **Título:** Motor and vibration reduction system for a motor;
- **Signatário:** Regal Beloit America, Inc.;
- **Classificação:** H02K 5/15; H02K 5/24; H02K 1/18;
- **Status:** Concedida;
- **Depositada em:** 30/01/2013.

Esta patente detalha um sistema de suporte do estator composto por barras de dimensões, materiais e frequências naturais conhecidas, dispostas ao entorno do componente, com o objetivo de flexibilizar sua interface com a carcaça. Ou seja, uma clássica solução de isolamento.

A FIGURA 26 mostra a forma construtiva apresentada na patente, que é bastante simples e aplicável aos produtos WEN sem mudanças críticas de projeto. Tratam-se de dois pares de discos (35 e 60), o primeiro posicionado junto ao pacote do estator (35) e o segundo (60) a uma distância conhecida. Esta distância determina a partir de qual frequência de excitação do estator a carcaça estará isolada.

FIGURA 26 – SEQUÊNCIA DE MONTAGEM (DE 1A ATÉ 1F) DO DISPOSITIVO ISOLADOR –
PATENTE US9496765



FONTE: ZHENG, 2013.

3.2 PATENTE CN205160229U

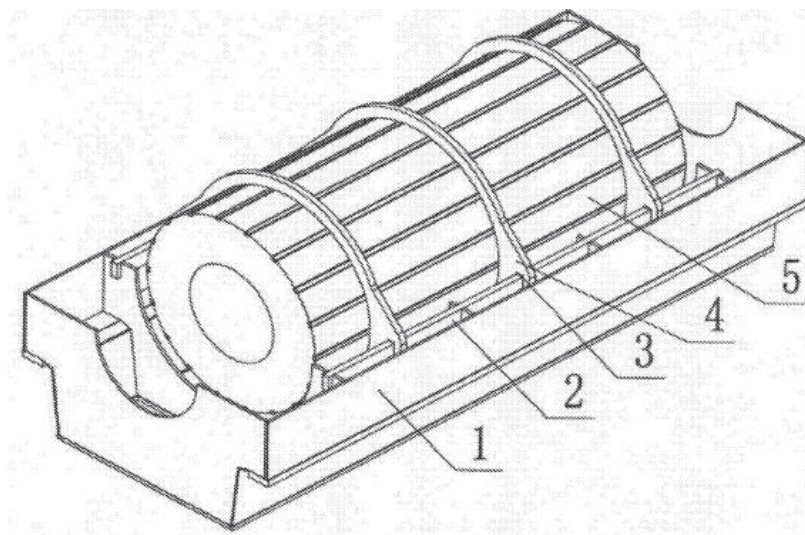
- **Título:** Horizontal type vibration isolation structure that hangs of large-scale turbo generator;
- **Signatário:** Shanghai Electric;
- **Classificação:** H02K-001/18; H02K-005/24;
- **Status:** Concedida;
- **Depositada em:** 04/11/2015.

A patente descreve uma forma simples de suporte do estator, a princípio de turbogeradores, a fim de se isolar sua vibração lateral da carcaça. A metodologia é a mesma apresentada no caso acima, com a inserção de um elemento de frequência natural conhecida entre o estator e a carcaça.

O elemento inserido é representado pelo número (2) na FIGURA 27. O estator (5) permanece apoiado em (2) pelos anéis (4), formando a interface (3). A distância entre a interface (3) e os pontos de apoio da viga (2) com a carcaça (1) determinam a

rigidez do isolador que, em termos simplificados, marca a mínima frequência isolada pelo sistema.

FIGURA 27 – ESTATOR SUPORTADO POR ELEMENTO FLEXÍVEL – PATENTE CN205160229U



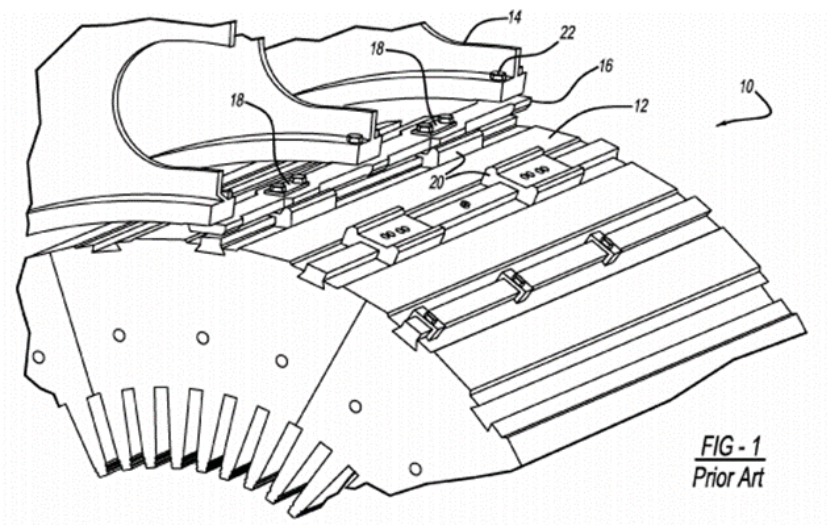
FONTE: WUBIN et al., 2015.

3.3 PATENTE US2015171719

- **Título:** Spring assemblies for supporting a stator core in a stator frame;
- **Signatário:** Siemens Energy;
- **Classificação:** H02K 15/14; H02K 15/00; H02K 5/00;
- **Status:** Pendente (visto em 19/04/2016);
- **Depositada em:** 13/12/2013.

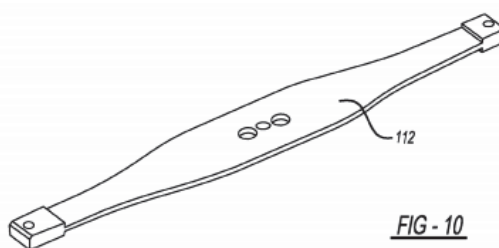
Através da utilização de longarinas com perfil próprio, aparafusadas em suas extremidades à carcaça e ao centro no estator, esta patente estabelece uma forma simples de isolamento das frequências de excitação oriundas do estator. Na FIGURA 28, a longarina (16) é fixada pelo sistema (18) ao estator (12), via suportes (20), aparentemente deslizantes em um trilho.

FIGURA 28 – SISTEMA DE ISOLAMENTO COM LONGARINAS DESENVOLVIDO – PATENTE US2015171719



FONTE: PETTIT, ALLEN e VITELLO, 2013.

FIGURA 29 – MOLA UTILIZADA NO SISTEMA – PATENTE US2015171719



FONTE: PETTIT, ALLEN e VITELLO, 2013.

Nas reivindicações desta patente, em nenhum momento, o termo isolamento de vibração é citado. Todos os itens apresentados são referentes à substituição de um sistema antigo de molas, como os apresentados na FIGURA 28, por um com molas conforme FIGURA 29. Isto já era esperado devido à classificação na qual a patente se encontra depositada.

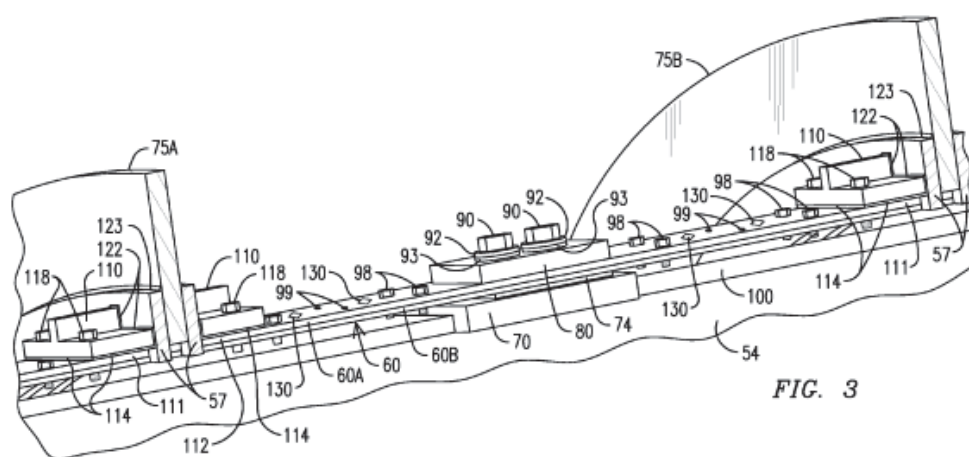
3.4 PATENTE US9531224

- **Título:** Generator spring bar enhancement for core support system;
- **Signatário:** Siemens Energy;
- **Classificação:** H02K 1/18; H02K 5/24;
- **Status:** Concedida;
- **Depositada em:** 04/10/2013.

Ao contrário da patente apresentada no item anterior, esta, sim, reivindica um sistema de molas para suporte do estator que, segundo o próprio documento, “mudam a frequência de ressonância do suporte do pacote do componente”. Tal reivindicação é atingida com o dimensionamento das seções transversais das molas, mostradas na FIGURA 30, e o ajuste da distância entre as contra placas da carcaça, que funcionam como engastes para as molas.

Por outro lado, como na patente anterior e não sem motivo, o estator é fixado no centro da distância entre contra placas, aparafusado à mola. Desta forma, garante-se a menor rigidez possível para o isolador para cada seção transversal das molas de suporte, que fazem papel de isolador.

FIGURA 30 – DETALHE DO SISTEMA DE FIXAÇÃO DOS ISOLADORES – PATENTE US9531224



FONTE: SAM e DHEKANE, 2013.

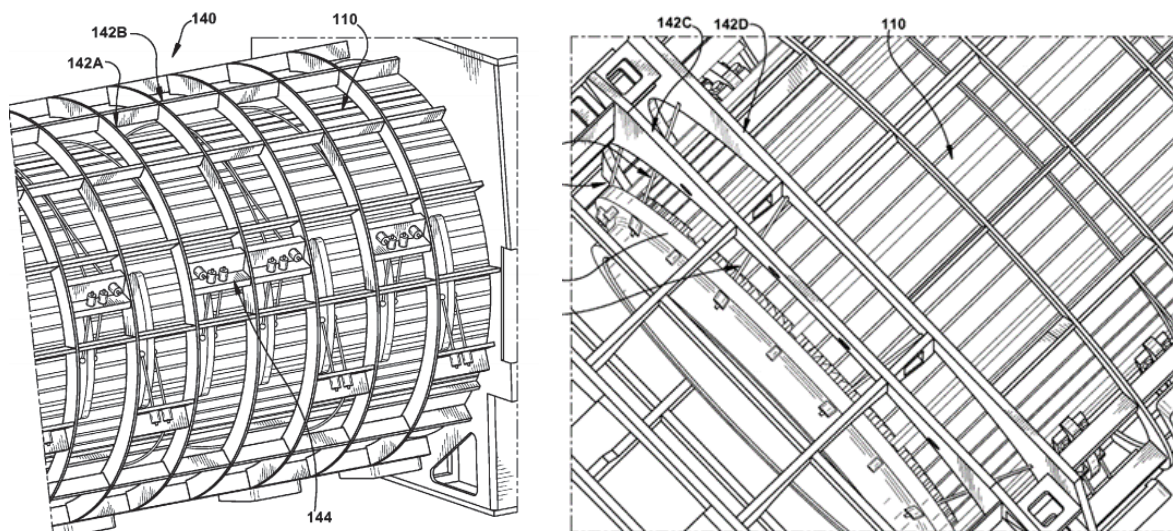
3.5 PATENTE US9509182

- **Título:** Turbo-generator stator core suspension;
- **Signatário:** General Electric;
- **Classificação:** H02K 1/18; H02K 5/24;
- **Status:** Concedida;
- **Depositada em:** 25/11/2013.

O conceito deste esquema de isolamento, mostrado na FIGURA 31, é o mais distinto dentre todas as patentes elencadas neste trabalho. Trata-se do emprego de cabos de aço para manter o estator em sua posição. A utilização de componentes

como cabos impede qualquer transmissão de esforços compressivos entre estator e carcaça.

FIGURA 31 – DUAS FORMAS DE UTILIZAÇÃO DE CABOS COMO SUPORTE DO ESTATOR –
PATENTE US9509182



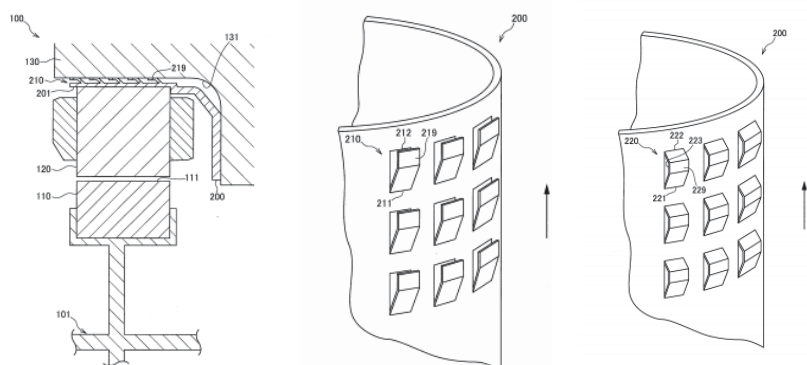
FONTE: YAMARTHI, KANAKAMEDALA e TANAVDE, 2013.

3.6 PATENTE WO2014129062

- **Título:** Rotary electrical machinery and appliances;
- **Signatário:** Nissan Motor;
- **Classificação:** H02K 1/18; H02K 5/24; H02K 5/18;
- **Status:** Pendente (visto em 20/04/2017);
- **Depositada em:** 21/02/2013.

Esta patente se aplica apenas à motores sem canais radiais no estator, devido à sua forma construtiva. Nela, como ilustra a FIGURA 32, uma chapa (200) com ressaltos estampados (119 e 129) faz o contato entre o estator (120) e a carcaça (130), promovendo assim a flexibilização no contato entre esses componentes.

FIGURA 32 – POSICIONAMENTO DO DISPOSITIVO (ESQ.) E TIPOS DE DISPOSITIVO PREVISTOS (CENTRO E DIR.) – PATENTE WO2014129062



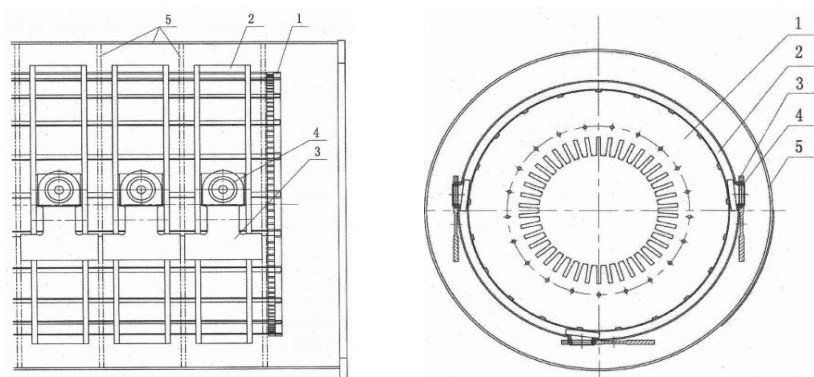
FONTE: TAGUSHI, 2013.

3.7 PATENTE CN203589863U

- **Título:** Generator stator vibration-isolation structure;
- **Signatário:** Shanghai Electric;
- **Classificação:** H02K 1/18; H02K 5/24;
- **Status:** Concedida;
- **Depositada em:** 29/10/2013.

Esta patente apresenta um sistema bastante semelhante ao apresentado em 3.2, porém com estruturas flexíveis (3) presas a uma armadura (2) que envolve o pacote do estator (1), e não à carcaça (5). Este conceito, evidenciado na FIGURA 33, permite a utilização de mais de duas linhas de suporte.

FIGURA 33 – EXEMPLO DE CONSTRUÇÃO UTILIZANDO O ISOLADOR – PATENTE CN203589863U



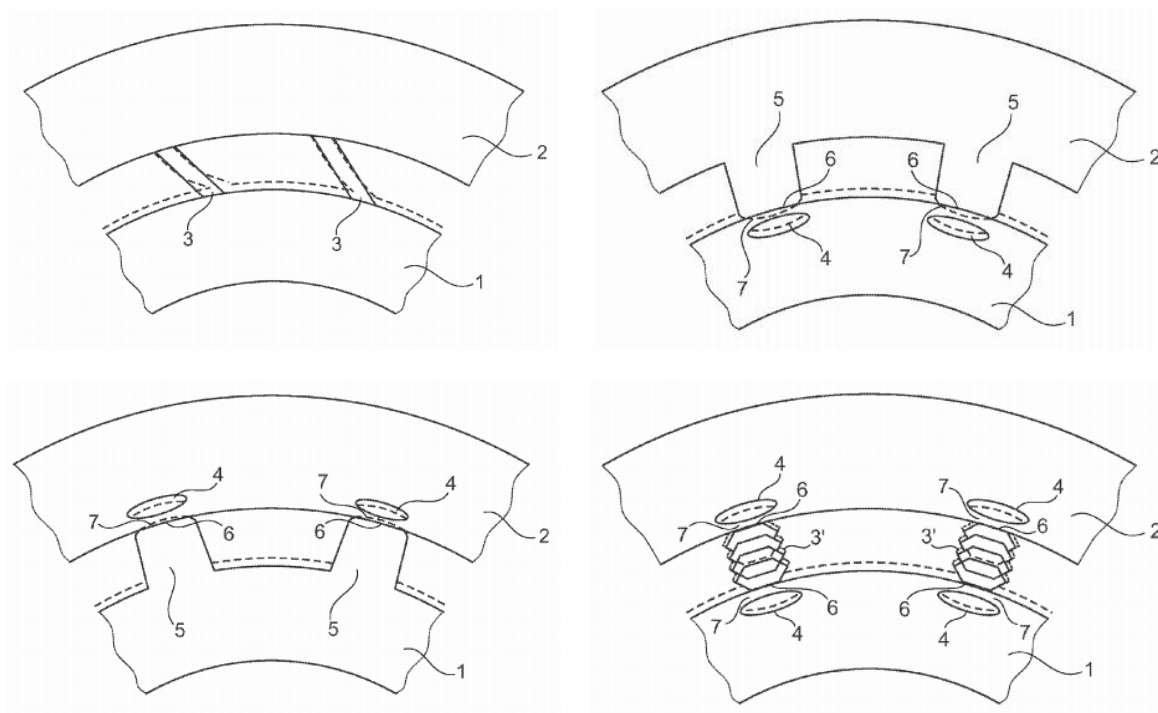
FONTE: XUEWANG et al., 2013.

3.8 PATENTE EP2482429

- **Título:** Stator for a gearless drive of a tube mill;
- **Signatário:** ABB Switzerland;
- **Classificação:** H02K 1/18; H02K 5/24; H02K 15/02;
- **Status:** Prescrita;
- **Depositada em:** 01/02/2011.

Para se atingir o objetivo de isolamento, esta patente apresenta algumas modificações estruturais nas chapas do estator, ou na própria carcaça que o apoia, gerando regiões resilientes (FIGURA 34). Tais regiões modificadas servem de interface entre o estator e a carcaça, realizando, assim, o isolamento.

FIGURA 34 – EXEMPLOS DE REGIÕES RESILIENTES PROPOSTAS – PATENTE EP2482429



FONTE: FÜRST, 2011.

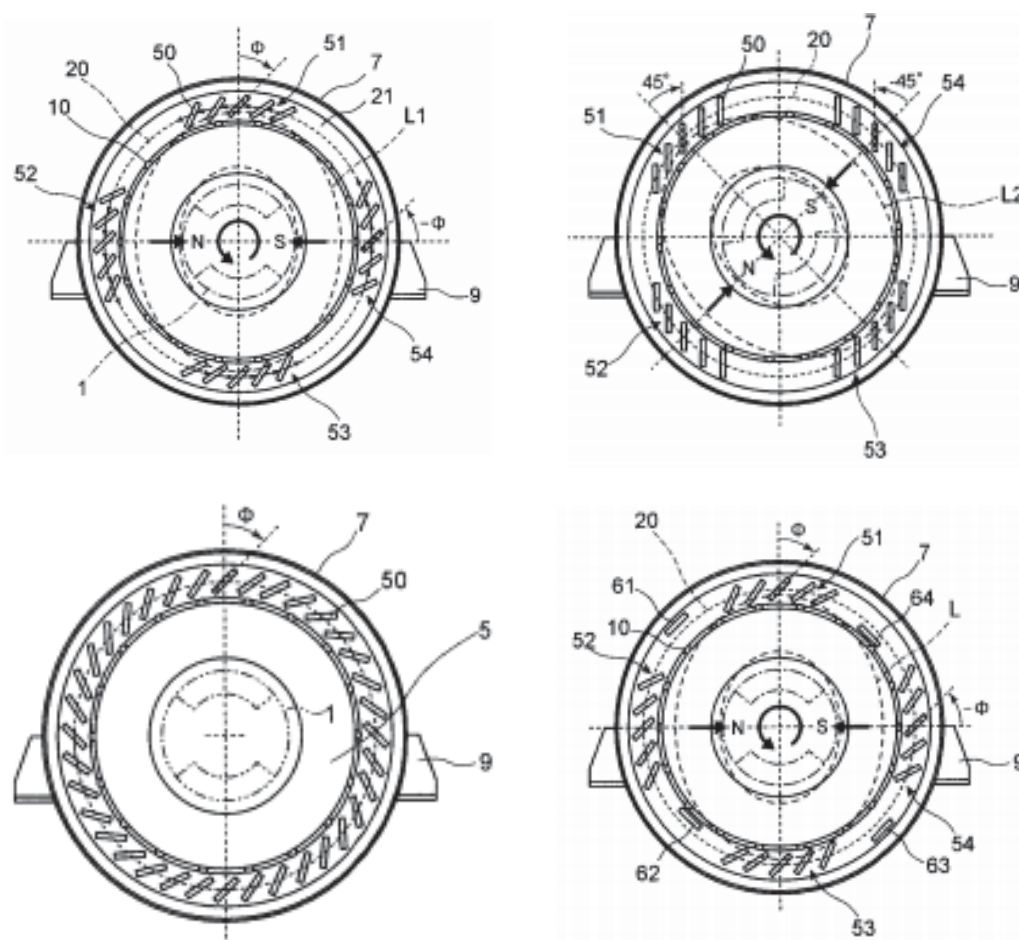
3.9 PATENTE JP2011250626

- **Título:** Rotary electric machine;
- **Signatário:** Toshiba;
- **Classificação:** H02K 1/18; H02K 5/24;

- **Status:** Pendente (visto em 25/04/2017);
- **Depositada em:** 28/05/2010.

De maneira atípica para uma patente, esta expõe toda a base teórica para seu desenvolvimento. Trata-se de outro sistema de suporte do estator através de barras, porém, nele, as barras podem estar inclinadas para se atingir o efeito de isolamento desejado, conforme FIGURA 35.

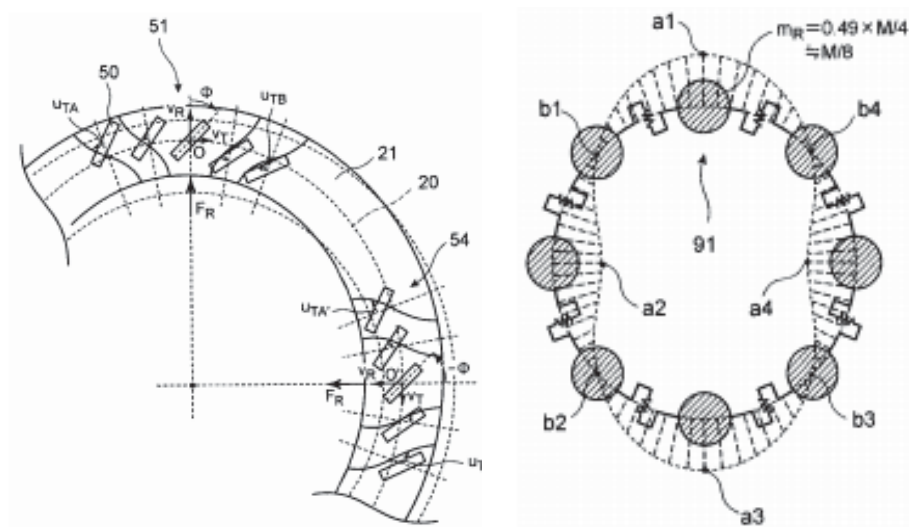
FIGURA 35 – ALGUMAS POSSIBILIDADES DE POSICIONAMENTO DAS BARRAS DE SUPORTE DO ESTATOR – PATENTE JP2011250626



FONTE: MASAYUKI *et al.*, 2011.

Explicitamente, o documento trata sobre isolamento da força radial oriunda do estator devido à deformação normal proveniente de sua operação, como pode ser visto na FIGURA 36. Há a concentração no caso onde o estator ovaliza devido às forças magnéticas (caso de motores de indução com 2 polos).

FIGURA 36 – MENÇÕES SOBRE A FORÇA RADIAL (ESQ.) E A OVALIZAÇÃO DO ESTATOR (DIR.)
– PATENTE JP2011250626



FONTE: MASAYUKI *et al.*, 2011.

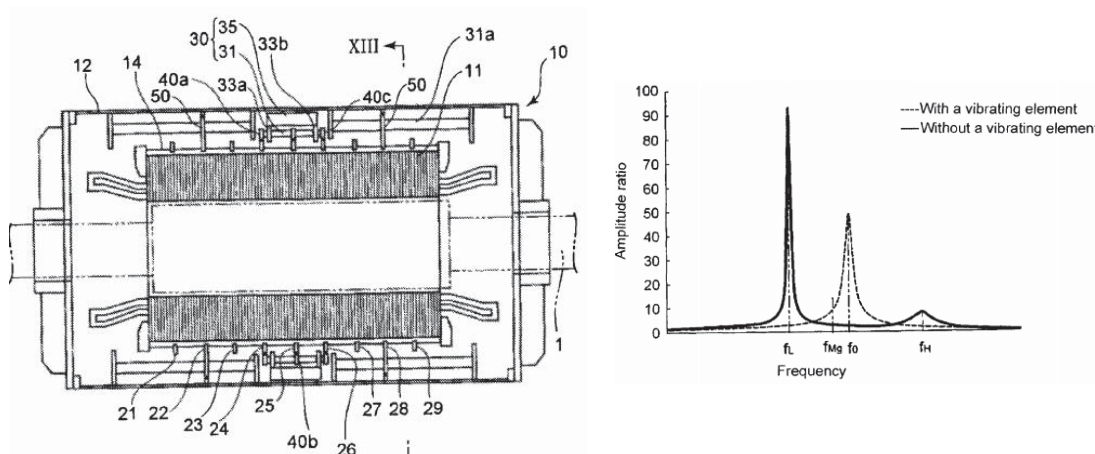
3.10 PATENTE US9166455

- **Título:** Rotary electric machine;
- **Signatário:** Toshiba;
- **Classificação:** H02K 1/18; H02K 5/24;
- **Status:** Concedida/Pendente/Prescrita (visto em 25/04/2017);
- **Depositada em:** 28/04/2011.

Esta patente conta, em sua família, com depósitos na Europa (prescrito), Índia (pendente), Estados Unidos, Japão e China (todos os 3 concedidos). Trata-se de um sistema de neutralizadores dinâmicos, chamados de “*vibration elements*” (30) pela patente, capazes de mudar as frequências naturais de todo o conjunto do estator.

O conceito é interessante, porém pouco prático, uma vez que não reduz os níveis de vibração transmitidos do estator para a carcaça de forma geral. O que se busca é neutralizar a vibração para uma frequência (ou faixa de frequências), conforme FIGURA 37.

FIGURA 37 – RESULTADO DA UTILIZAÇÃO DE INVENTO – PATENTE US9166455

FONTE: MASAYUKI *et al.*, 2011.

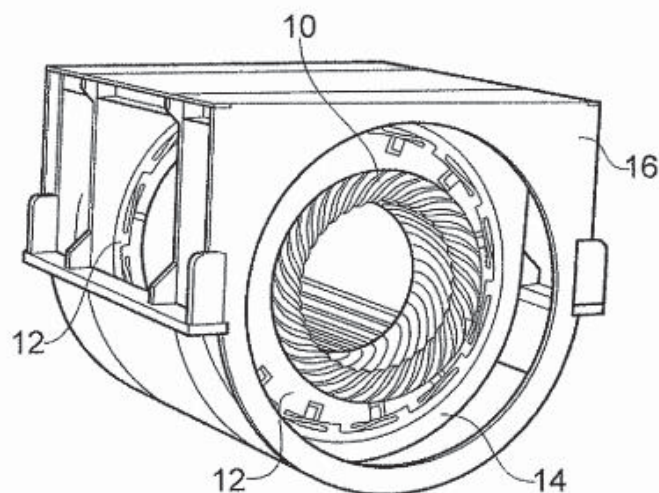
3.11 PATENTE US8890377

- **Título:** Mounting arrangement for an electrical machine;
- **Signatário:** Rolls-Royce;
- **Classificação:** H02K 1/18; H02K 5/24;
- **Status:** Concedida/Pendente/Prescrita (visto em 25/04/2017);
- **Depositada em:** 24/03/2011.

Esta patente também faz parte de uma família de patentes com diversas situações distintas. A patente americana consta como concedida, a patente britânica está prescrita desde 20/04/2011 e a patente referente à Europa ainda está pendente.

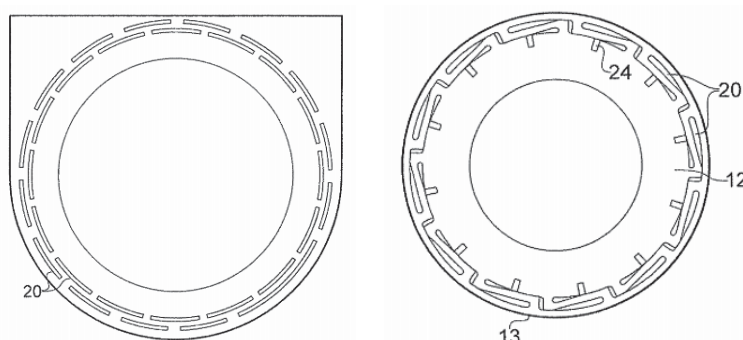
O invento se refere à um conjunto de aberturas (20), ilustrado na FIGURA 39, que atuam como molas, minimizando a transmissão das vibrações do estator (10) para a carcaça (16). Tais aberturas podem ser incluídas em uma chapa (12) que suporte o estator (10), ou então nas contra placas (14), que fazem interface com a carcaça (16), conforme FIGURA 38. Não há menção, entretanto, sobre a utilização de tais aberturas diretamente nas chapas do pacote do estator.

FIGURA 38 – SOLUÇÃO PARA ISOLAMENTO MECÂNICO DO ESTATOR – PATENTE US8890377



FONTE: CRANKSHAW, ROBERTS e HOOD, 2011.

FIGURA 39 – EXEMPLO DE APLICAÇÃO DE INVENTO NA CARÇAÇA (ESQ.) E EM UMA CHAPA DE SUPORTE DO ESTATOR (DIR.) – PATENTE US8890377



FONTE: CRANKSHAW, ROBERTS e HOOD, 2011.

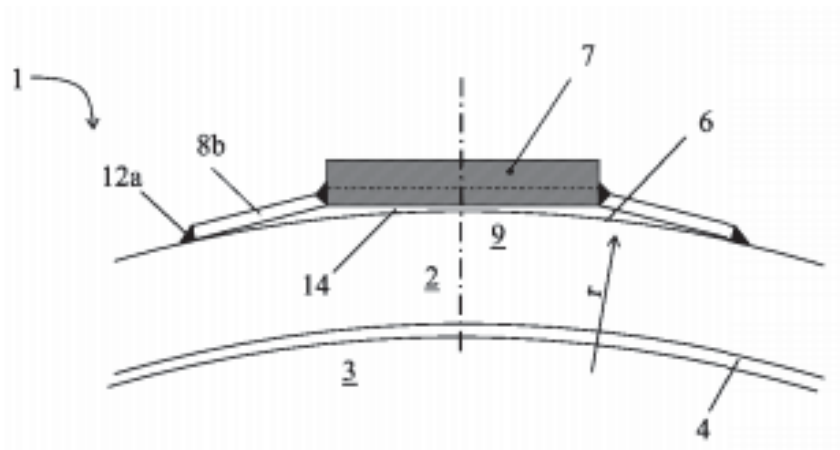
3.12 PATENTE FI122632

- **Título:** Device for reducing the vibrations of an electric machine;
- **Signatário:** ABB Finland;
- **Classificação:** H02K 5/24; H02K 5/20; H02K 7/04;
- **Status:** Prescrita;
- **Depositada em:** 18/02/2010.

Nesta patente, longarinas (7) se mantêm suspensas por chapas (8b) soldadas ao diâmetro externo do estator (6), conforme FIGURA 40. A longarina (7), então, é

aparafusada axialmente nas extremidades do estator. As chapas (8b) são responsáveis por prover a resiliência característica de um isolador.

FIGURA 40 – CORTE TRANSVERSAL DA MONTAGEM DE UMA LONGARINA, CHAPAS E ESTATOR – PATENTE FI122632



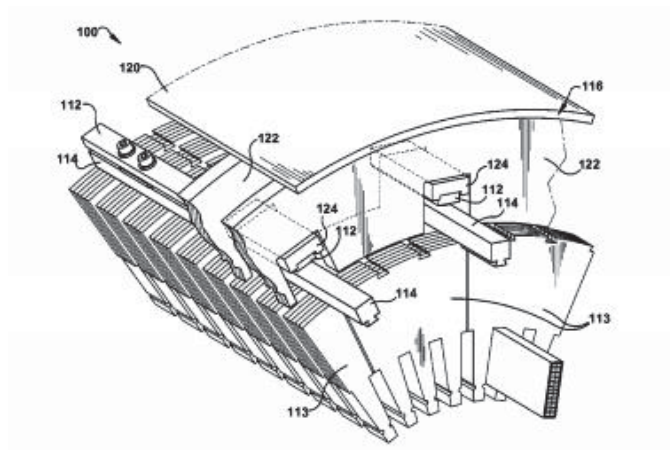
FONTE: HOLOPAINEN, ROIVAINEN e HONKARINTA, 2010.

3.13 PATENTE US8040014

- **Título:** Stator core suspension and related spring bar;
- **Signatário:** General Electric;
- **Classificação:** H02K 5/24; H02K 1/18;
- **Status:** Prescrita;
- **Depositada em:** 20/11/2009.

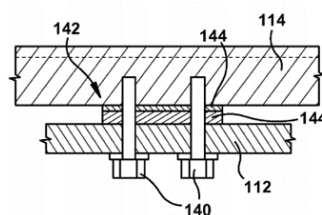
Nesse documento é mostrado, conforme FIGURA 41, um sistema para posicionamento axial do estator (113) que, devido às longarinas delgadas (114 e 112) que sustentam o estator, tem função de isolamento mecânico. Da forma como foi concebido, acredita-se que não haja necessidade de se controlar, via usinagem, as dimensões das barras, uma vez que calços (144) são posicionados entre as longarinas solidárias ao estator (114) e à carcaça (112), como pode ser visto na FIGURA 42. O número de pontos de fixação entre os componentes determina a rigidez da união, o que, por sua vez, determina a frequência de isolamento do conjunto.

FIGURA 41 – SISTEMA DE POSICIONAMENTO DE UM ESTATOR – PATENTE US80040014



FONTE: BOARDMAN et al., 2011.

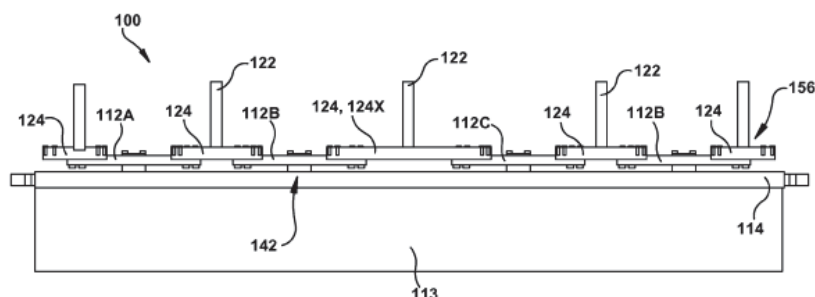
FIGURA 42 – DETALHE DA UNIÃO ENTRE AS LONGARINAS DO ESTATOR E DA CARÇAÇA – PATENTE US80040014



FONTE: BOARDMAN et al., 2011.

Como pode se ver na FIGURA 43, diversos segmentos de longarina da carcaça (112A, 112B, 112C) fazem a união com uma única longarina do estator (114). A união dos itens (112) com a carcaça é realizada através de suportes fixos (124) à carcaça, por meio de contra placas (122).

FIGURA 43 – LINHA COMPLETA DE FIXAÇÃO DO ESTATOR – PATENTE US80040014



FONTE: BOARDMAN et al., 2011.

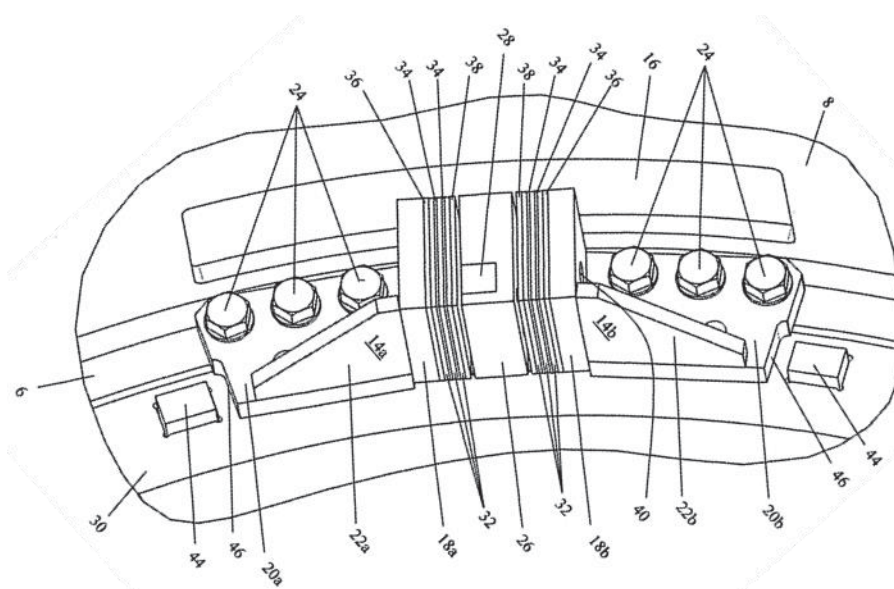
3.14 PATENTE EP2267871

- **Título:** Suspension structures;
- **Signatário:** Converteam Technology;
- **Classificação:** H02K 5/24; H02K 1/18;
- **Status:** Prescrita/Concedida/Pendente (visto em 25/04/2017);
- **Depositada em:** 20/11/2009.

A família desta patente é extensa ao redor do mundo, estando pendente no Canadá, Estados Unidos, Índia, Singapura e Brasil, concedida na Europa, Espanha, Coreia do Sul e China, e prescrita na Rússia.

Apesar de simples, o conceito apresentado é o mais clássico possível, com um elemento de baixa rigidez ao cisalhamento e alta rigidez tangencial (32 e 34), mostrados na FIGURA 44. Tal característica é descrita como inventiva, pois permite a transmissão de torque do estator para a carcaça, sem a transmissão das forças radiais causadas pela interação eletromagnética do estator com o rotor. A patente ainda descreve a importância de a rigidez à compressão (tangencial) ser, pelo menos, 16 vezes maior que a rigidez ao cisalhamento.

FIGURA 44 – DISPOSITIVO ANTI-VIBRAÇÃO – PATENTE EP2267871

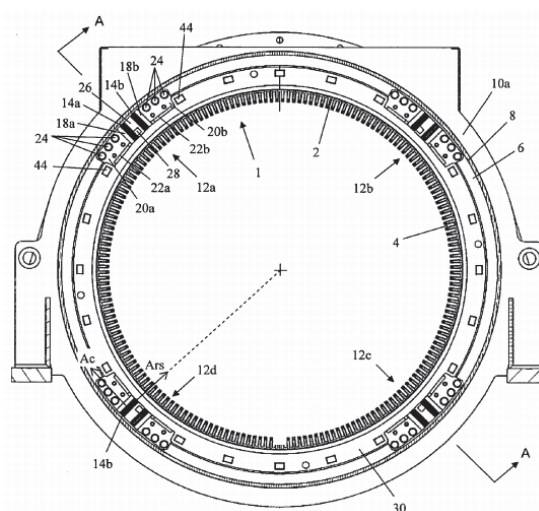


FONTE: BRADLEY e LE FLEM, 2010.

Tem-se ainda que o assim chamado “sandwich anti-vibração”, exposto em detalhe na FIGURA 44 e montado na FIGURA 45, é descrito como contendo,

preferencialmente, mantas elastoméricas e chapas de um material mais rígido. Esta distribuição é preferida pois a rigidez à compressão de um elastômero é dependente da espessura de sua manta (NASHIF, JONES e HENDERSON, 1985). Mantas mais espessas possuem baixa rigidez à compressão quando comparadas às mais finas, deformando-se mais para o mesmo valor de força compressiva.

FIGURA 45 – DISPOSIÇÃO DOS DISPOSITIVOS DESCRITOS – PATENTE EP2267871



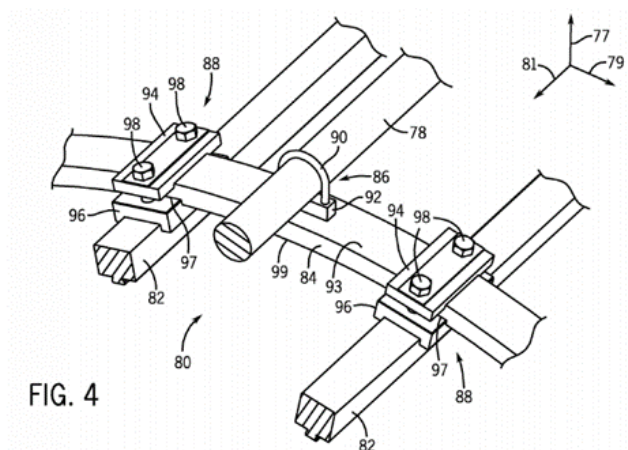
FONTE: BRADLEY e LE FLEM, 2010.

3.15 PATENTE US7923890

- **Título:** Apparatus for generator stator mounting;
- **Signatário:** General Electric;
- **Classificação:** H02K 5/04;
- **Status:** Prescrita/Concedida/Pendente (visto em 25/04/2017);
- **Depositada em:** 20/11/2009.

O dispositivo descrito por essa patente, ilustrado na FIGURA 46, mostra um estator com longarinas (82) que são fixas à anéis (93) que, por sua vez, são fixas a barras redondas (78) solidárias à carcaça. Essa fixação é realizada através de uma barra redonda em formato de “U” (90), que é aparafusada ao anel, ligando, assim, o conjunto do estator com a carcaça.

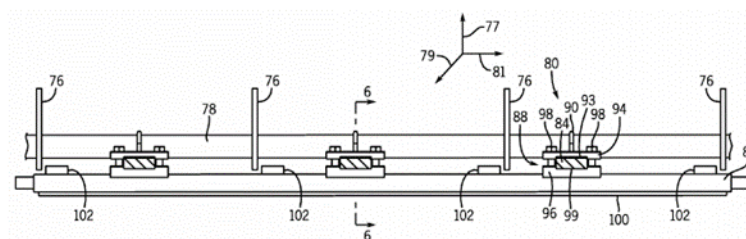
FIGURA 46 – PARTE DO SISTEMA DE FIXAÇÃO – PATENTE US7923890



FONTE: BOARDMAN, DAWSON e TANAVDE, 2009.

O posicionamento dos anéis em relação ao engaste das barras redondas com a carcaça determina a rigidez do suporte, o que confere, ou não, determina o isolamento mecânico (BOARDMAN, DAWSON e TANAVDE, 2009). Na FIGURA 47, pode-se identificar a barra redonda (78), as contra placas às quais a barra é engastada (76), a longarina do estator (82), bem como seu conjunto de fixação junto à barra redonda (composto por 84, 88, 90, 93, 94, 96, 98 e 99).

FIGURA 47 – CONJUNTO DE SUSPENSÃO PARA ESTATOR – PATENTE US7923890



FONTE: BOARDMAN, DAWSON e TANAVDE, 2009.

3.16 PATENTE US7923891

Título: Stator for electric rotating machine;

Signatário: Mitsubishi Electric;

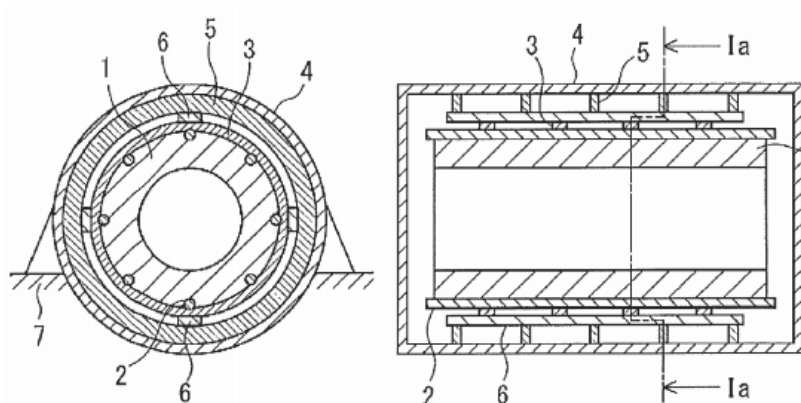
Classificação: H02K 1/06; H02K 5/24; H02K 1/18/5;

Status: Revogada/Concedida/Pendente (visto em 25/04/2017);

Depositada em: 04/09/2009.

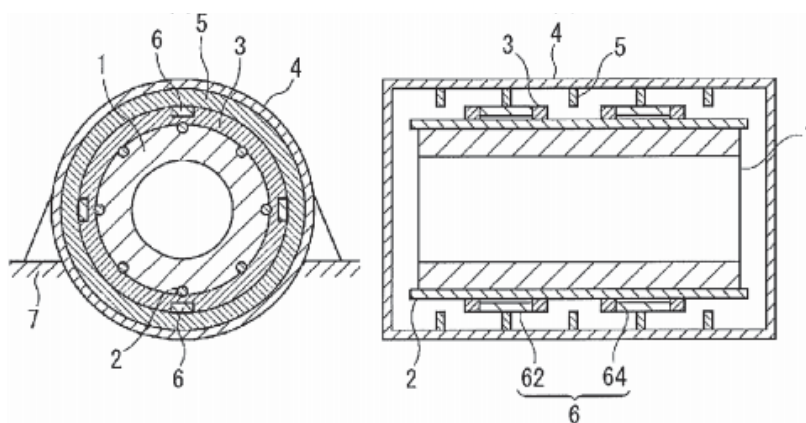
A família desta patente apresenta algumas revogações (China e Japão) e pendências (França e Alemanha), estando concedida apenas para os Estados Unidos da América. O documento em si mostra um sistema simples de suportes flexíveis, composto por anéis (3 e 5) fixos ao estator (1), que se apoiam sobre longarinas (6) na carcaça (4), conforme FIGURA 48. O posicionamento desses anéis em relação aos engastes das longarinas é o que garante o caráter de isolador mecânico de vibrações ao sistema. Uma alternativa de suporte é apresentada na FIGURA 49.

FIGURA 48 – TIPO DE SUPORTE FLEXÍVEL COM LONGARINA CONTÍNUA NA CARCAÇA – PATENTE US7923891



FONTE: KIKUICHI, 2009.

FIGURA 49 – TIPO DE SUPORTE FLEXÍVEL COM LONGARINA SEGMENTADA NO ESTATOR – PATENTE US7923891



FONTE: KIKUICHI, 2009.

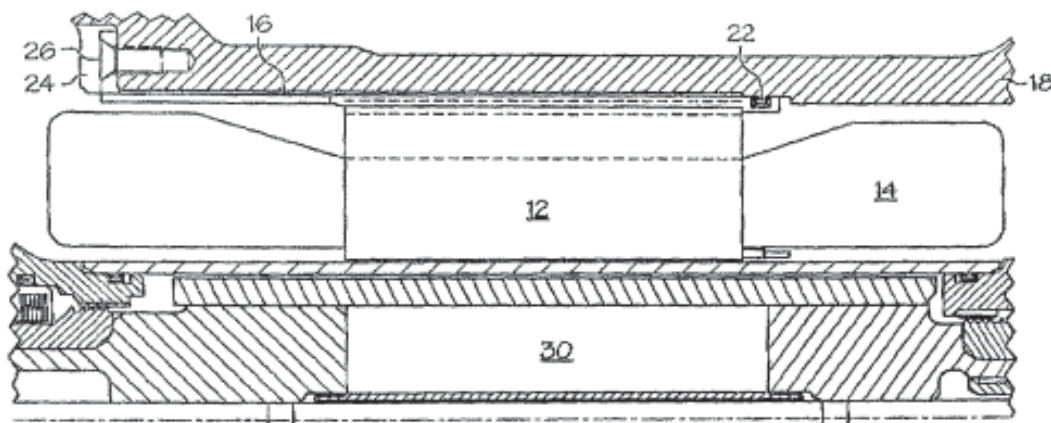
A aplicação do conceito dessa patente é impeditiva para as máquinas da WEN por criar alguns canais radiais quentes no estator. Isso deprecia o desempenho térmico da máquina como um todo.

3.17 PATENTE EP1808951

- **Título:** Vibration damper for generator or motor stator;
- **Signatário:** Honeywell;
- **Classificação:** H02K 5/24;
- **Status:** Prescrita/Concedida;
- **Depositada em:** 17/01/2007.

A patente em questão tem depósitos na Europa, onde consta como prescrita, e nos Estados Unidos, onde consta como concedido. Nela, um sistema simples composto por uma chapa (16) e um anel elastomérico (22) mantém o estator (12) suspenso no interior da carcaça (18), conforme FIGURA 50. Trata-se de um conceito bastante robusto do ponto de vista construtivo, mas que necessitaria ser adaptado para aplicação em máquinas com circuito de ventilação misto/bilateral.

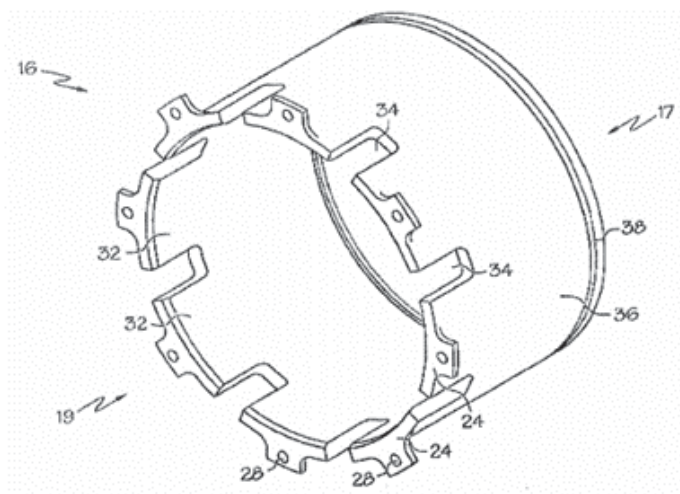
FIGURA 50 – IMAGEM EM CORTE DE UMA MÁQUINA COM O SISTEMA ANTI-VIBRAÇÃO MONTADO – PATENTE EP1808951



FONTE: DIETRICH, ECCLES e SHIAO, 2007.

O anel elastomérico (22), alojado no rasgo 38, conforme FIGURA 51, age como um amortecedor, diminuindo a amplitude da força transmitida para a carcaça. Já a chapa garante a rigidez típica de um isolador mecânico, devido ao seu baixo valor.

FIGURA 51 – DETALHE DA CHAPA COM CANAL PARA A INSERÇÃO DO ANEL ELASTOMÉRICO
– PATENTE EP1808951



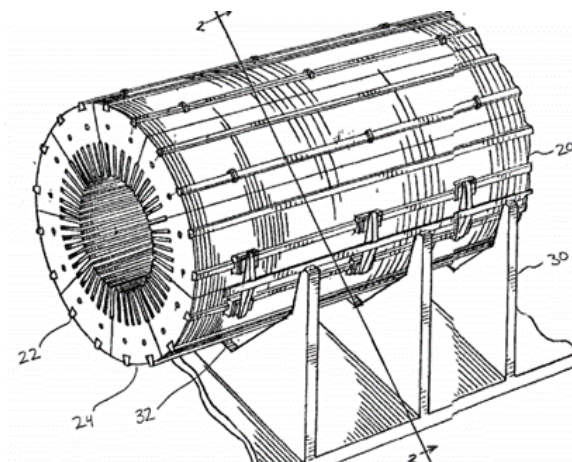
FONTE: DIETRICH, ECCLES e SHIAO, 2007.

3.18 PATENTE US6498417

- **Título:** Power generation system including an apparatus for low tuning a generator stator core upon attachment to a frame support and associated methods;
- **Signatário:** Siemens Energy;
- **Classificação:** H02K 5/24; H02K 5/00; H02K 1/18;
- **Status:** Concedida;
- **Depositada em:** 18/12/2000.

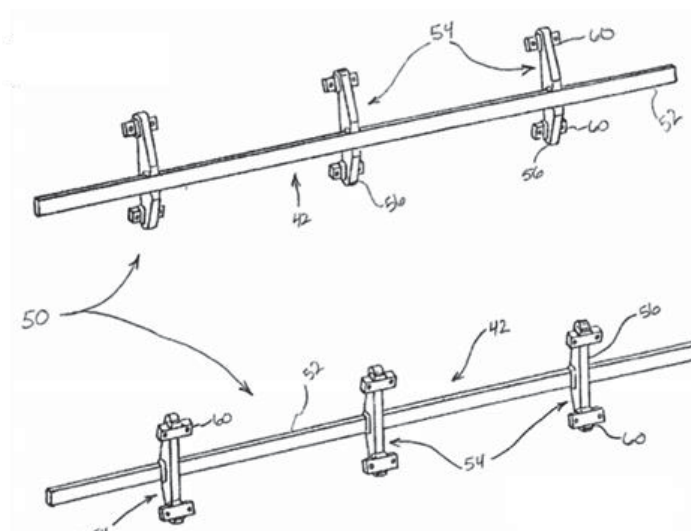
O invento desta patente demonstra, como mostrado nas FIGURAS 52 e 53, um sistema de vigas delgadas (50) para suporte do estator (20) na carcaça (30) de máquinas elétricas rotativas. As características de isolamento criadas com o conceito dependem da rigidez da viga de suporte do estator e da distância entre os pontos de apoio da carcaça na viga e desta com o estator (FULLER, 2000). As FIGURAS 52 e 53 revelam, respectivamente, o posicionamento e esboço das vigas (42).

FIGURA 52 – ESTATOR APOIADO SOBRE SUPORTE ATRAVÉS DE SISTEMA DE VIGAS – PATENTE US6498417



FONTE: FULLER, 2000.

FIGURA 53 – DETALHE DO SISTEMA DE VIGAS DE SUPORTE – PATENTE US6498417



FONTE: FULLER, 2000.

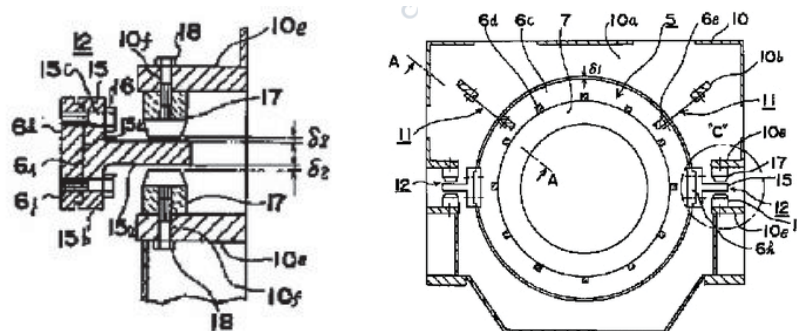
3.19 PATENTE JPH05328643

- **Título:** Supporter for stator iron core of motor;
- **Signatário:** Toshiba;
- **Classificação:** H02K 5/24; H02K 1/18;
- **Status:** Prescrita;
- **Depositada em:** 22/05/1992.

Esta patente mostra um sistema no qual o estator é suportado por um dispositivo regulável (12), conforme FIGURA 54, que não transmite esforços radiais,

apenas de giro (torque reativo do estator). O estator, nesse caso, fica apoiado em pares de dispositivos.

FIGURA 54 – DETALHE DO DISPOSITIVO (ESQ.) E DE SUA MONTAGEM NO ESTATOR (DIR.) – PATENTE JPH05328643



FONTE: SAITO, 1993.

Não fica evidente na patente, porém, se o dispositivo deve contar com limitadores de movimentação axial para ter um funcionamento seguro. Ainda, não se comenta se o estator já pode ser inserido com a parte “macho” do dispositivo pela direção axial, ou se deveria ser verticalmente, o que exigiria uma montagem subsequente do dispositivo em espaço restrito.

Além do dispositivo, o estator fica suportado por cabos (11) que o ligam, em sua parte superior, à carcaça (em 106), garantindo o suporte à massa do estator. Este suporte adicional serve para garantir que as folgas δ_1 e δ_2 (ver FIGURA 54) sejam mantidas, reduzindo assim a transferência de carga de vibração à carcaça (SAITO, 1993).

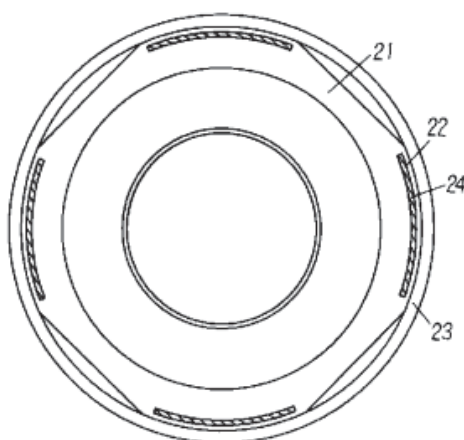
3.20 PATENTE JPH05191935

- **Título:** Stator core for electric motor;
- **Signatário:** Matsushita Electric;
- **Classificação:** H02K 5/24; H02K 1/18;
- **Status:** Prescrita;
- **Depositada em:** 14/01/1992.

A patente estabelece uma metodologia para, conforme disposto na FIGURA 55, a inclusão de câmaras (22) preenchidas com resina (24), próximas aos pontos de

contato do estator (21) com a carcaça (23), que são, neste caso, reduzidos. A inovação é a inclusão de um meio com maior capacidade de dissipar a energia proveniente das vibrações (24), que atua como amortecedor, entre o ponto de geração do esforço (diâmetro interno do estator) e o ponto de transmissão de carga para o outro componente que se deseja isolar. Neste caso, não existe isolamento da vibração, mas sim a redução de sua magnitude devido à adição de amortecimento ao sistema vibrante.

FIGURA 55 – FORMA CONSTRUTIVA DO ESTATOR – PATENTE JPH05191935



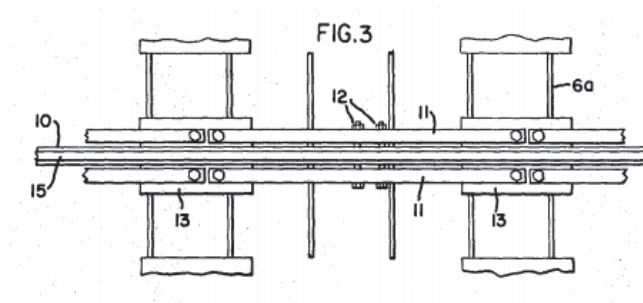
FONTE: OGAWA, 1992.

3.21 PATENTE US3531667

- **Título:** Low frequency stator frames for dynamoelectric machines;
- **Signatário:** General Electric;
- **Classificação:** H02K 5/24;
- **Status:** Expirada;
- **Depositada em:** 12/05/1969.

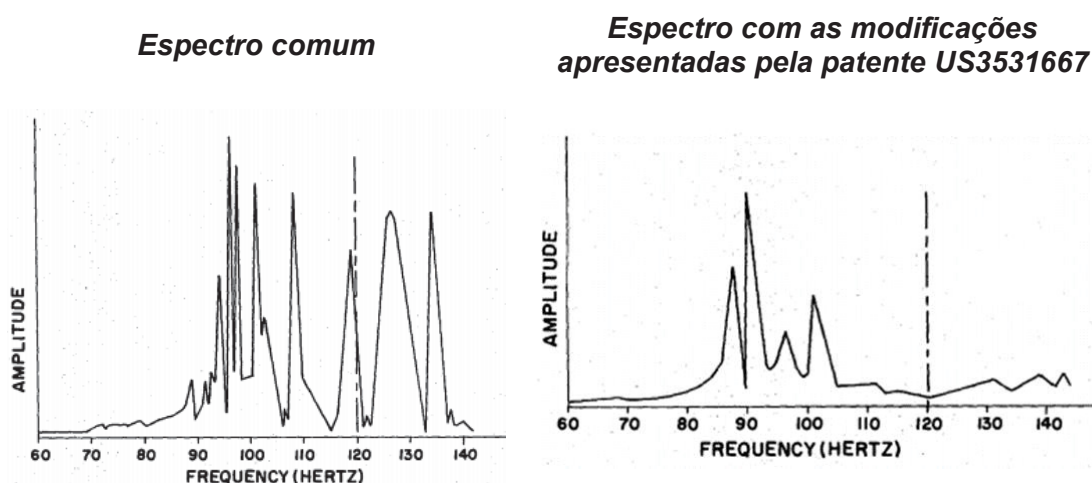
Esta patente trata de um tipo de suporte resiliente para estatores, ilustrada na FIGURA 56, com menção explícita sobre sua capacidade de redução dos níveis de vibração para frequências mais elevadas, conforme espectros de vibração esquemáticos apresentados na FIGURA 57. Trata-se, de maneira simples, de um sistema de barras e vigas flexíveis que formam a estrutura que apoia o estator na carcaça (BARTON, GIBBS e SHARTRAND, 1969).

FIGURA 56 – DETALHE PARA O SISTEMA DE BARRAS, EM VISTA SUPERIOR – PATENTE US3531667



FONTE: BARTON, GIBBS e SHARTRAND, 1969.

FIGURA 57 – ESPECTROS DE VIBRAÇÃO DEMONSTRANDO A REDUÇÃO NOS NÍVEIS DE VIBRAÇÃO PARA FREQUÊNCIAS MAIS ELEVADAS – PATENTE US3531667



FONTE: BARTON, GIBBS e SHARTRAND, 1969.

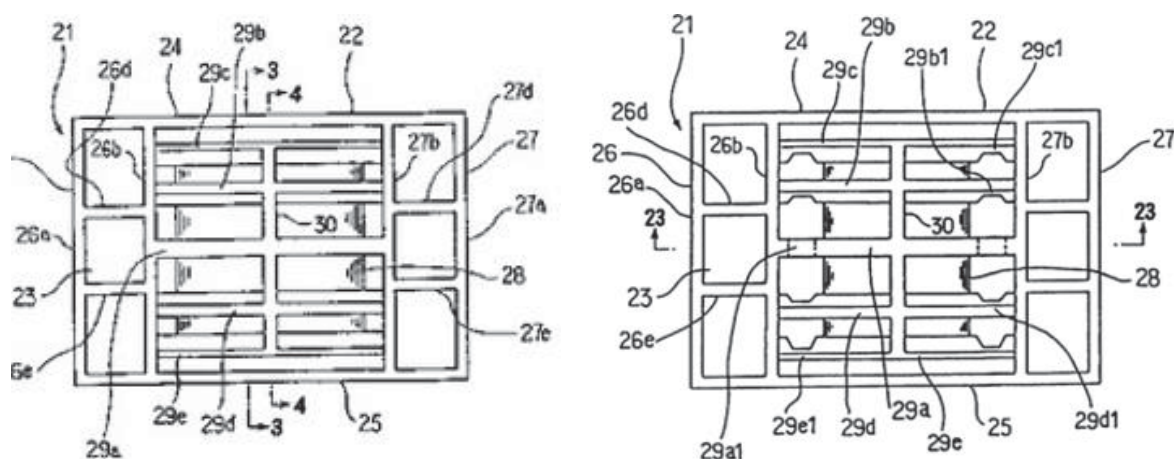
3.22 PATENTE EP0751604

- **Título:** Stator for dynamoelectric machines;
- **Signatário:** Toshiba Mitsubishi Electric;
- **Classificação:** H02K 1/12; H02K 1/18; H02K 5/04; H02K 5/24;
- **Status:** Expirada;
- **Depositada em:** 01/05/1996.

Esta talvez seja a patente de maior interesse para este trabalho. Tendo sido depositada pela Toshiba, apresenta a indicação para a realização, como indicado na FIGURA 58, de um recorte (29a1, 29b1, 29c1, 29d1 e 29e1) nas longarinas (29a, 29b, 29c, 29d, 29e) que suportam o estator (28), visando reduzir sua rigidez e, assim, atingir

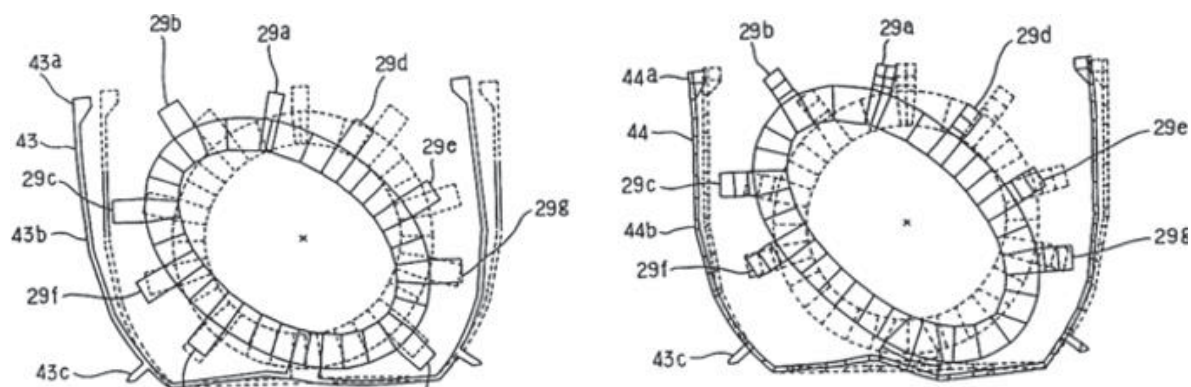
o isolamento mecânico do componente. A FIGURA 59 demonstra o comportamento esperado (KANZAKI, HATTORI e DOUSAKA, 1996), sendo que a carcaça modificada (44) apresenta deslocamento inferior ao da carcaça original (43).

FIGURA 58 – CARCAÇA COM LONGARINAS UNIFORMES (ESQ.) E COM RECORTE (DIR.) - PATENTE EP0751604



FONTE: KANZAKI, HATTORI e DOUSAKA, 1996.

FIGURA 59 – RELAÇÃO DE DEFLEXÃO ESPERADA PARA A CARCAÇA ORIUNDA DE UMA MESMA EXCITAÇÃO - PATENTE EP0751604



FONTE: KANZAKI, HATTORI e DOUSAKA, 1996.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

Devido à complexidade geométrica apresentada por um projeto de MER de grande porte, conforme FIGURA 60, dois modelos foram propostos para este trabalho. Um deles é um modelo com 6 GDL, conduzido via abordagem clássica e também em elementos finitos, enquanto o outro, bem mais complexo, é um modelo em elementos finitos considerando toda a complexidade geométrica da MER estudada. Ambos são discutidos abaixo.

FIGURA 60 – DISPOSIÇÃO INTERNA TÍPICA DE UMA MER DE GRANDE PORTE



FONTE: <https://goo.gl/ERhSoC> (acesso em 08/02/2018).

No primeiro modelo, com 6 GDL, considera-se o estator como um corpo rígido apoiado por suportes resilientes. As rigidezes dos suportes foram levantadas via metodologia numérica, com auxílio de um software de elementos finitos comercial (ANSYS®). Toda a carcaça da MER foi considerada. Desta forma, as alternativas de sistema de isolamento propostas puderam ser testadas de maneira ágil e prática. Este modelo, então, teve seus resultados de frequências naturais e modos comparados aos obtidos via um modelo de elementos finitos, equivalente e muito simplificado, ainda considerando apenas o estator apoiado por suportes resilientes.

O segundo modelo foi desenvolvido integralmente em elementos finitos, também com auxílio do software ANSYS®. Esse modelo foi utilizado para fins de aferição da eficácia dos isoladores propostos e estudados pelo primeiro modelo com 6 GDL. No modelo mais complexo, e mais custoso computacionalmente, foram

considerados, além do estator, a carcaça e demais componentes de uma MER completa. Assim, pode-se realizar uma análise harmônica, tendo como esforços as forças de interação magnéticas existentes entre rotor e estator.

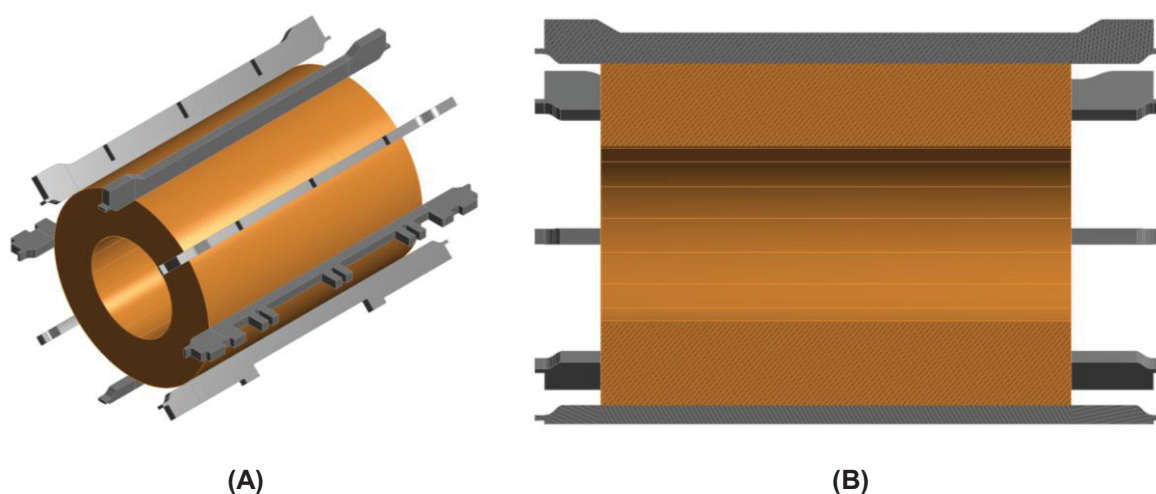
Junto com o desenvolvimento dos modelos, e com a ajuda da busca de patentes apresentada anteriormente, a estratégia de isolamento foi desenvolvida. Essa estratégia é discutida a seguir.

4.1 ESTRATÉGIA DE ISOLAMENTO ADOTADA

Devido à forma construtiva da MER escolhida como objeto deste estudo, optou-se por adotar uma estratégia de isolamento de flexibilização das estruturas que já suportam atualmente o estator. Esta estratégia de isolamento foi adotada devido à grande quantidade de patentes que a também a apresentam. A base para seu desenvolvimento foi a patente EP0751604 (KANZAKI, HATTORI e DOUSAKA, 1996) em que a flexibilização das estruturas de suporte do estator é sugerida.

Nesta configuração de MER, o estator é suportado por 8 longarinas radiais distribuídas de maneira equidistante, conforme FIGURA 61. Tais suportes, até então, eram projetados exclusivamente com o objetivo de se atender critérios dinâmicos e de rigidez mínimos para a carcaça.

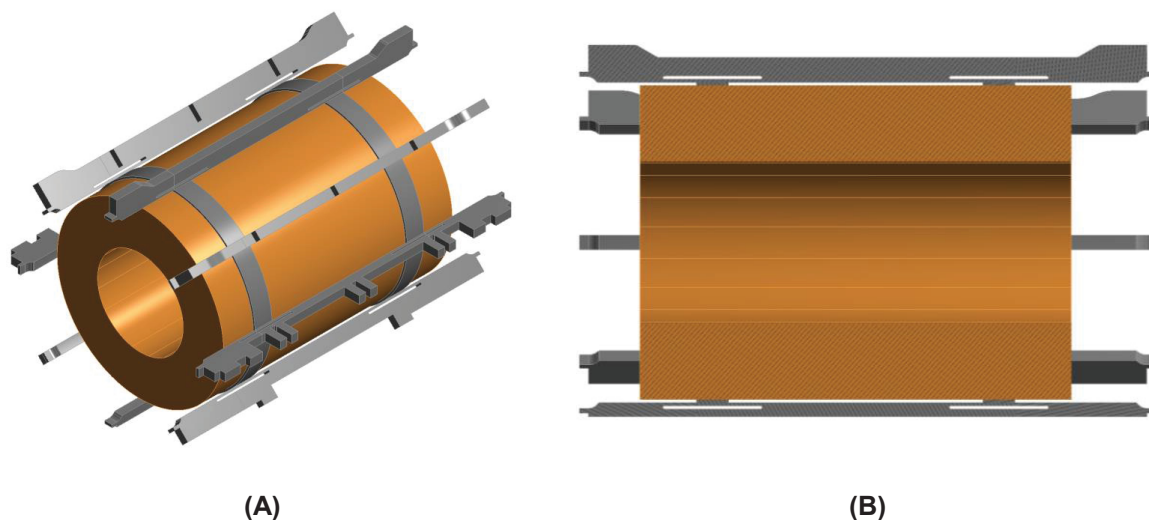
FIGURA 61 – REPRESENTAÇÃO DAS LONGARINAS, EM SUA CONFIGURAÇÃO NORMAL, SUPORTANDO O ESTATOR SIMPLIFICADO, EM VISUALIZAÇÃO (A) ISOMÉTRICA E (B) EM CORTE



FONTE: O autor (2018).

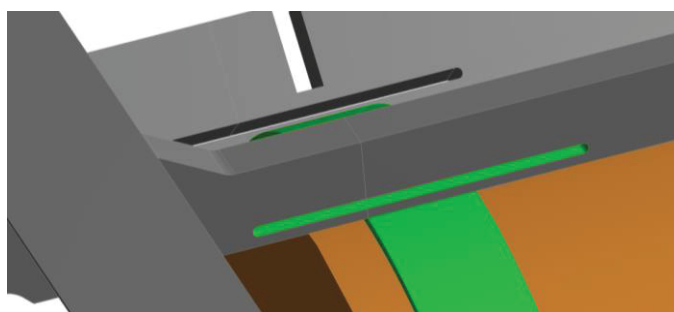
Para se obter a flexibilização desejada, um sistema intermediário foi incluído. Nele, um anel de aço é responsável por promover o contato do estator com as longarinas, que não mais apresentam contato direto com aquele. Este anel, por sua vez, é fixado às longarinas, porém, sua interface se dá por um seguimento delgado, que pode ter sua rigidez modificada, conforme necessidade de projeto, com a alteração de sua espessura e de seu vão livre. A FIGURA 62 mostra uma das alternativas deste sistema, detalhada mais adiante. Já na FIGURA 63, pode-se observar, em detalhes, o recorte, responsável pela flexibilização, e o anel que compõem o sistema proposto.

FIGURA 62 – SISTEMA DE ISOLAMENTO PROPOSTO, EM VISUALIZAÇÃO (A) ISOMÉTRICA E (B) EM CORTE



FONTE: O autor (2018).

FIGURA 63 – DETALHE DO SISTEMA DE ISOLAMENTO PROPOSTO

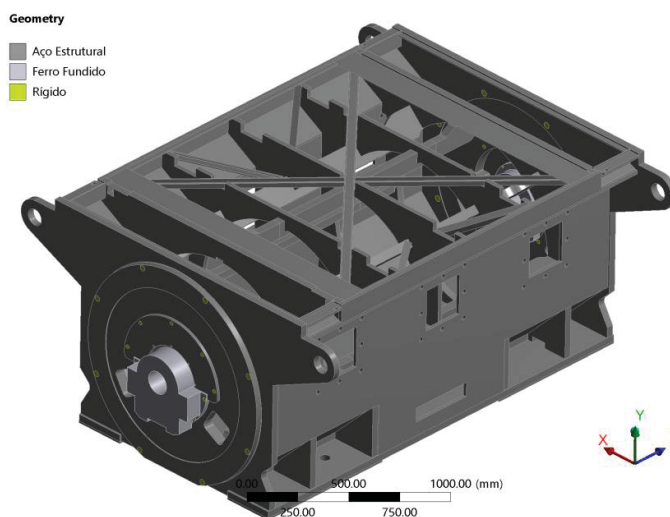


FONTE: O autor (2018).

4.2 LEVANTAMENTO DE RIGIDEZES DOS SUPORTES DO ESTATOR

Para o levantamento de constantes de rigidez dos suportes do estator, o modelo geométrico destacado na FIGURA 64 foi empregado. Nele, toda a carcaça da MER destinada ao estudo foi considerada, sendo o estator e demais componentes retirados nesta análise. Como restrição, os furos de fixação nos suportes inferiores da MER, conhecidos como “pés”, foram considerados como engastados.

FIGURA 64 – MODELO UTILIZADO NO LEVANTAMENTO DE RIGIDEZES DOS SUPORTES DO ESTATOR



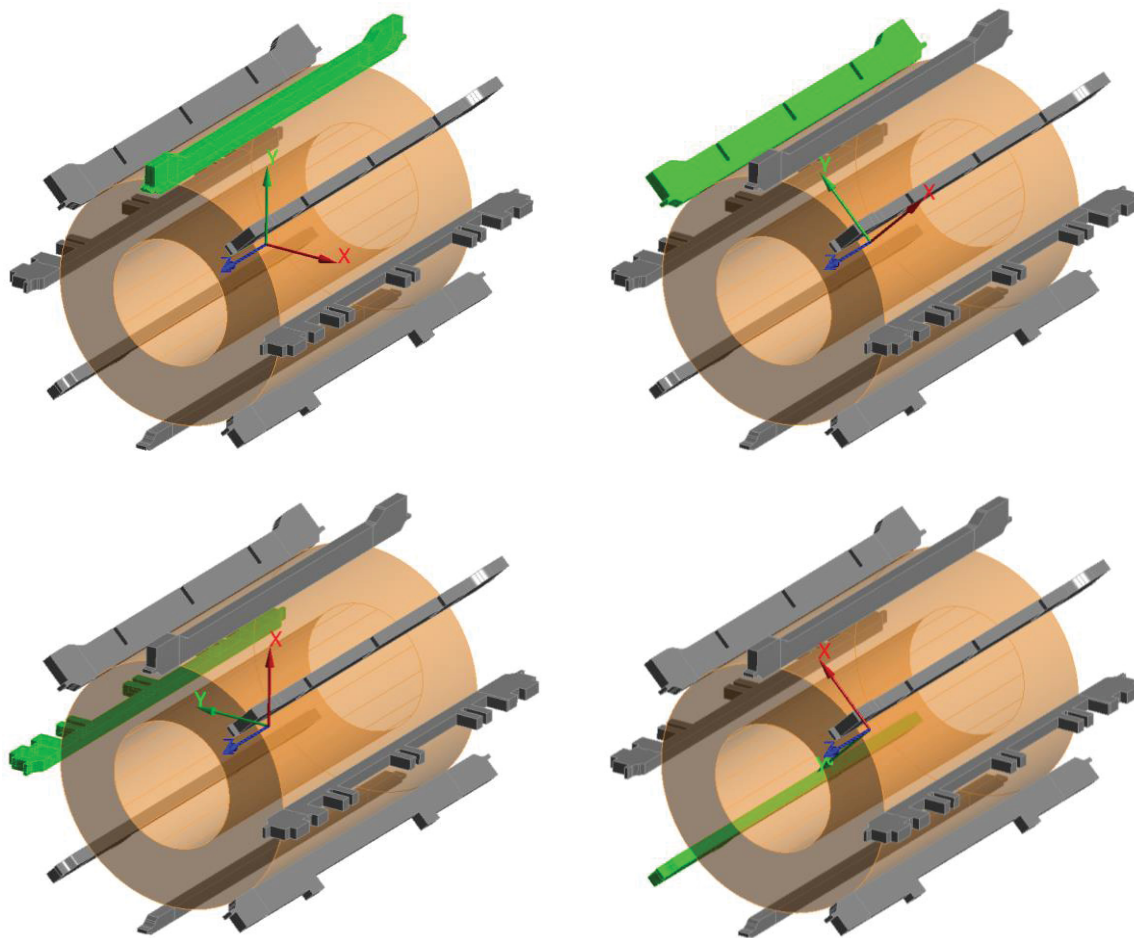
FONTE: O autor (2018).

Para se realizar o levantamento das rigidezes, uma força conhecida de 100 kN foi aplicada, de maneira sequencial, em cada uma das longarinas para cada uma das 3 direções definidas para as coordenadas locais desses componentes. Estas coordenadas locais seguiram os seguintes preceitos em sua definição:

- Direção axial, Z na FIGURA 65, alinhada ao eixo Z do sistema de coordenadas globais apresentado na FIGURA 64;
- Direção vertical, Y na FIGURA 65, alinhada com a radial do estator;
- Direção horizontal, X na FIGURA 65, normal à lateral de cada longarina (perpendicular à radial e vertical, simultaneamente);

A FIGURA 65 reúne alguns destes sistemas de coordenadas locais como exemplo.

FIGURA 65 – EXEMPLOS DE SISTEMAS DE COORDENADAS LOCAIS COM SUAS RESPECTIVAS LONGARINAS DESTACADAS EM VERDE

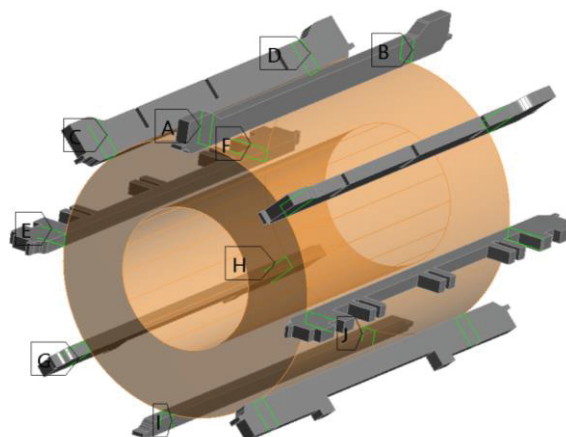


FONTE: O autor (2018).

Os pontos de aplicação da força nas longarinas se localizam no plano coincidente ao das extremidades do estator, tanto na direção de Z positivo, quanto negativo, conforme FIGURA 66. Após a aplicação das cargas (F_j), o deslocamento dos pontos correspondentes na estrutura (u_j) pode ser obtido como resultado do cálculo de elementos finitos. Com ele, a rigidez local da longarina “i”, na direção “j” (k_{Localj}^i), pode ser obtida via a equação (22), qual seja,

$$k_{Localj}^i = \frac{F_j}{u_j} \quad (22)$$

FIGURA 66 – PONTOS DE INSERÇÃO DOS ESFORÇOS PARA LEVANTAMENTO DA RIGIDEZ DOS SUPORTES DO ESTATOR



FONTE: O autor (2018).

Algumas suposições foram feitas para tornar o modelo viável. São elas:

- A rigidez torcional das longarinas foi desconsiderada;
- Nenhum termo de rigidez local cruzado foi considerado.

Apesar de ter-se focado exclusivamente no modelo sem o sistema de isolamento neste tópico, todo o exposto até aqui foi utilizado na íntegra para se obter as rigidezes locais das longarinas com sistema isolador incorporado. Vale, portanto, para as investigações descritas posteriormente.

4.3 DINÂMICA DO ESTATOR INDEPENDENTE

4.3.1 Modelo com 6 GDL

O equacionamento descrito na seção 2.2 foi implementado através do software MATLAB®. Com ele, foram criadas 3 funções que, juntas, preparam as matrizes de massa e rigidez para a execução dos cálculos via modelo com 6 DGL, a saber:

- **Função “EulerM”:** descrita no 0, é responsável por realizar transformações entre sistemas de coordenadas, sendo, assim, uma função auxiliar das demais;
- **Função “RigidBody”:** descrita no 0, é responsável pela montagem da matriz de massa da equação de movimento (15).

- **Função “K_Iso”:** descrita no 0, é responsável por, através de uma matriz específica de entrada, computar a matriz de rigidez global do sistema.

Para a função “RigidBody”, utilizou-se a opção de entrada de dados via inserção direta da massa e da matriz de momentos de inércia de massa do corpo rígido que se deseja estudar, neste caso, o estator. Esta opção foi preferível pois, como o estator apresenta geometria bastante complexa, o cálculo de seus momentos de inércias é de difícil execução, sendo assim interessante a obtenção de tais valores via software de modelagem 3D. Para o estator, a massa e a matriz de momentos de inércia são dados, respectivamente, por

$$m = 4466 \text{ kg} \quad (23)$$

$$I = \begin{bmatrix} 1015,48 & 0 & 0 \\ 0 & 1015,48 & 0 \\ 0 & 0 & 678,29 \end{bmatrix} \text{ kg.m}^2 \quad (24)$$

A função “K_Iso” necessita que sua entrada de dados seja feita em um formato específico. Na equação (25), este formato é demonstrado para “n” isoladores, de modo que

$$K_{\text{Entrada}} = \begin{bmatrix} k_{\text{Local}_x}^1 & k_{\text{Local}_y}^1 & k_{\text{Local}_z}^1 & k_{\text{Local}_\alpha}^1 & k_{\text{Local}_\beta}^1 & k_{\text{Local}_\gamma}^1 & \alpha_E^1 & \beta_E^1 & \gamma_E^1 & a_x^1 & a_y^1 & a_z^1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ k_{\text{Local}_x}^n & k_{\text{Local}_y}^n & k_{\text{Local}_z}^n & k_{\text{Local}_\alpha}^n & k_{\text{Local}_\beta}^n & k_{\text{Local}_\gamma}^n & \alpha_E^n & \beta_E^n & \gamma_E^n & a_x^n & a_y^n & a_z^n \end{bmatrix} \quad (25)$$

onde:

- α_E^n , β_E^n e γ_E^n são os ângulos de Euler entre o sistema local da n’ésima longarina e o sistema global posicionado no centro de massa do corpo rígido;
- a_x^n , a_y^n e a_z^n são as coordenadas do n’ésimo isolador (suporte resiliente) em relação ao sistema de coordenadas globais posicionado no centro de massa do corpo rígido.

Como saída da rotina, tem-se a matriz global do sistema estudado, conforme Smollen (1966). Portanto, é possível a obtenção das frequências naturais (f_n^i) e dos

modos de vibrar do estator apoiado na carcaça via resolução de um problema de autovalores (λ_i) e autovetores ($\{\Omega^i\}$), complementado pela equação (26), em que

$$f_n^i = \frac{\sqrt{\lambda_i}}{2\pi} \quad (26)$$

sendo f_n^i dado em Hz.

Por se tratar de um sistema com 6 graus de liberdade, o cálculo resultará em um vetor de 6 autovalores e uma matriz 6x6 de autovetores, mostrados na equação (27).

$$\Omega = [\{\Omega^1\} \quad \dots \quad \{\Omega^6\}]_{1 \times 6} = \begin{bmatrix} \Omega_x^1 & \dots & \Omega_x^6 \\ \Omega_y^1 & \dots & \Omega_y^6 \\ \Omega_z^1 & \dots & \Omega_z^6 \\ \Omega_\alpha^1 & \dots & \Omega_\alpha^6 \\ \Omega_\beta^1 & \dots & \Omega_\beta^6 \\ \Omega_\gamma^1 & \dots & \Omega_\gamma^6 \end{bmatrix}_{6 \times 6} \quad (27)$$

Smollen (1966) não exibe uma metodologia para o cálculo da transmissibilidade do sistema, como o apresentado para sistemas com 1 grau de liberdade na equação (6). O motivo disso é o mesmo exposto na seção 2.2.2 deste trabalho.

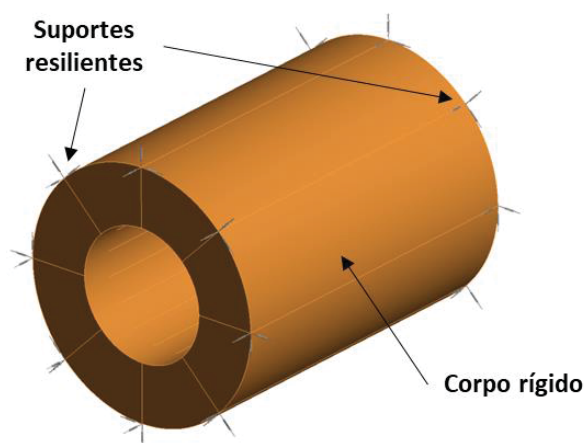
Em consonância, a avaliação no que diz respeito ao efeito do isolamento será realizada, para esse modelo, apenas em função de seus modos e frequências naturais. Busca-se, dessa forma, que a estratégia de isolamento definida resulte em frequências naturais do sistema que estejam abaixo daquela de excitação, que é de 120 Hz (TONG, 2014) para a MER objeto deste estudo.

4.3.2 Modelo em elementos finitos

Com a intenção de conferir, de forma preliminar, o modelo com 6 GDL, um modelo simplificado em elementos finitos foi criado, como ilustrado na FIGURA 67. Nele, o estator, considerado rígido, é suportado em ambas as extremidades por 8 conjuntos de 3 molas, conforme a FIGURA 68 exibe em detalhes. São atribuídas a

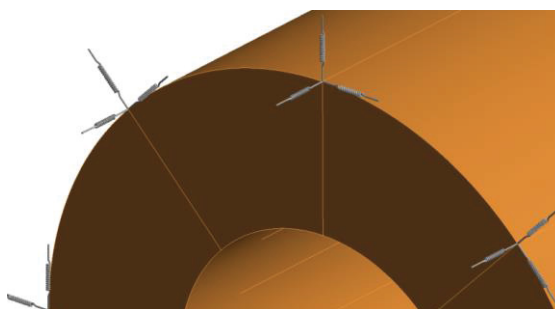
estas molas os valores de rigidez das longarinas obtidos com o procedimento descrito na seção 4.2

FIGURA 67 – MODELO EM ELEMENTOS FINITOS PARA CONFERÊNCIA DO MODELO COM 6 GDL



FONTE: O autor (2018).

FIGURA 68 – DETALHE DOS ISOLADORES POSICIONADOS NO MODELO DE CONFERÊNCIA



FONTE: O autor (2018).

Para manter a fidelidade entre o sistema real e o modelo simplificado em elementos finitos, o material utilizado no cálculo teve sua densidade ajustada. Desta forma, foi obtida a mesma massa entre os estatores real e do modelo em questão.

Buscando ainda a semelhança dinâmica entre modelos, é importante garantir que o estator modelado para o modelo simplificado em elementos finitos possua os mesmos momentos de inércia do estator real. Para isso, o comprimento (L) e o diâmetro interno (D_i) do estator modelo foram ajustados, seguindo os momentos de inércia (I_{xx} e I_{zz}) dadas na equação (24). O diâmetro externo (D_e) do estator do modelo foi mantido como o do componente real. As equações (29) e (31) mostram, respectivamente, os valores para as dimensões D_i e L adotados no modelo.

$$I_{zz} = \frac{m(D_i^2 + D_e^2)}{8} \quad (28)$$

$$D_i = \sqrt{\frac{8I_{zz}}{m} - D_e^2} = 257,05 \text{ mm} \quad (29)$$

$$I_{xx} = \frac{m \left(\frac{3D_i^2}{4} + \frac{3D_e^2}{4} + L^2 \right)}{12} \quad (30)$$

$$L = \sqrt{\frac{12I_{xx}}{m} - \frac{3D_i^2}{4} - \frac{3D_e^2}{4}} = 1347,4 \text{ mm} \quad (31)$$

Com o modelo simplificado em elementos finitos ajustado, realizou-se uma análise modal para obter as mesmas características calculadas via modelo com 6 GDL. Posteriormente, essas características foram comparadas, como exposto abaixo.

4.3.3 Comparação entre modelos

De posse dos resultados das análises via modelo com 6 GDL analítico e simplificado em elementos finitos, foi utilizada a ferramenta da matriz de MAC para comparar os modelos. Foi descrito anteriormente, na seção 2.4, que a matriz de MAC utiliza os autovetores, ou modos, de modelos dinâmicos distintos para compará-los e estimar a correlação entre eles.

Para o modelo com 6 GDL clássico, conforme Smollen (1966), a matriz de autovetores Ω , apresentada na equação (27), foi utilizada para tal fim. Já para o modelo simplificado em elementos finitos, que também possui apenas 6 graus de liberdade, tal matriz não é explícita e demanda uma série de cálculos reversos para ser obtida. Por esse motivo, uma metodologia para a obtenção de modos estimados foi desenvolvida.

Nesta metodologia, seus deslocamentos modais (u), em cada uma das seis direções, foram dispostos em forma de vetores para cada modo de vibrar. Estes vetores foram agrupados em uma matriz de modos estimados (Ψ), conforme a equação (32).

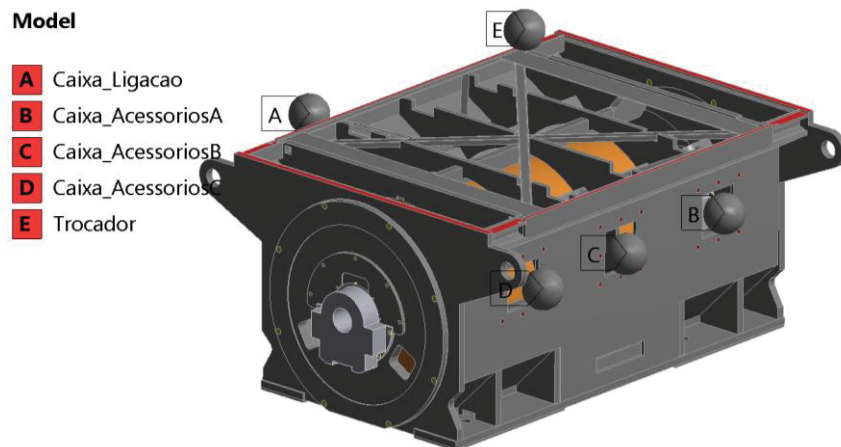
$$\Psi = \begin{bmatrix} u_x^1 & \dots & u_x^6 \\ u_y^1 & \dots & u_y^6 \\ u_z^1 & \dots & u_z^6 \\ u_\alpha^1 & \dots & u_\alpha^6 \\ u_\beta^1 & \dots & u_\beta^6 \\ u_\gamma^1 & \dots & u_\gamma^6 \end{bmatrix} \quad (32)$$

Desta forma, os modelos puderam ser comparados executando-se o cálculo de MAC entre as matrizes Ω e Ψ .

4.4 DINÂMICA DO MOTOR COMPLETO

A verificação complementar, e mais ampla, da eficácia da estratégia de isolamento desenvolvida foi realizada por meio de um modelo completo em elementos finitos da MER escolhida para este trabalho. Este modelo, mostrado na FIGURA 69, considerou todos os componentes estáticos do motor elétrico, seja de forma física no modelo, via representação geométrica, seja por meio de uma representação de pontos de massa e momentos de inércia, utilizando recurso próprio do software ANSYS®. Neste recurso, componentes adjuntos à MER, que são listados adiante, são substituídos por estes pontos virtuais que possuem tais propriedades equivalentes aos componentes supridos.

FIGURA 69 – MODELO GEOMÉTRICO UTILIZADO PARA A VERIFICAÇÃO DA EFICÁCIA DA ESTRATÉGIA DE ISOLAMENTO DESENVOLVIDA



FONTE: O autor (2018).

Como pode ser observado na FIGURA 69, os componentes considerados foram os seguintes:

a) **Caixa de ligação (A):** Trata-se do componente responsável por realizar a ligação do motor à rede elétrica. Pode conter diversos componentes eletroeletrônicos de potência e seus dados são

- Massa: 583,5 kg;
- Momentos de inércia:
 - $I_{xx}=1,714e8 \text{ kgmm}^2$;
 - $I_{yy}=1,698e8 \text{ kgmm}^2$;
 - $I_{zz}= 1,710e8 \text{ kgmm}^2$;

b) **Caixa de acessórios (B, C e D):** Esse é o componente responsável por acomodar os bornes para conexão dos sensores que monitoram a MER. Seus dados são

- *Caixa de acessórios A:*
 - Massa: 21,8 kg;
 - Momentos de inércia:
 - $I_{xx}=3,865e5 \text{ kgmm}^2$;
 - $I_{yy}=3,034e5 \text{ kgmm}^2$;
 - $I_{zz}=2,972e5 \text{ kgmm}^2$;
- *Caixa de acessórios B:*
 - Massa: 41,8 kg;
 - Momentos de inércia:
 - $I_{xx}=1,190e6 \text{ kgmm}^2$;
 - $I_{yy}=6,444e5 \text{ kgmm}^2$;
 - $I_{zz}=7,243e5 \text{ kgmm}^2$;
- *Caixa de acessórios C:*
 - Massa: 44,3 kg;
 - Momentos de inércia:
 - $I_{xx}=1,159e6 \text{ kgmm}^2$;
 - $I_{yy}=1,095e6 \text{ kgmm}^2$;
 - $I_{zz}=6,668e5 \text{ kgmm}^2$;

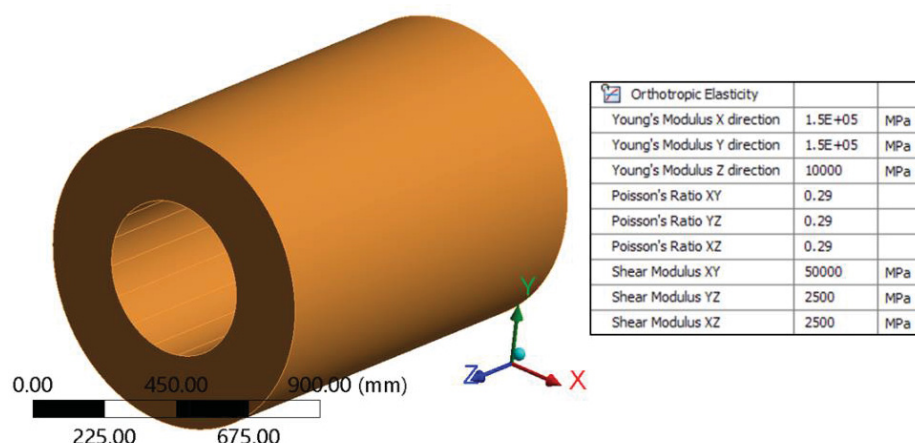
c) **Trocador de calor:** Esse componente realiza o arrefecimento do ar interno do motor. Seus dados são

- Massa: 1013,3 kg;
- Momentos de inércia:
 - $I_{xx}=1,023e9 \text{ kgmm}^2$;
 - $I_{yy}=1,278e9 \text{ kgmm}^2$;
 - $I_{zz}=4,963e8 \text{ kgmm}^2$;

Pode-se notar ainda na FIGURA 69 que o rotor da MER foi desconsiderado. Este procedimento é padrão em simulação dinâmica de motores elétricos com mancal de deslizamento (também conhecido por mancal de bucha). Isto se deve ao fato de que, face às características de rigidez do filme de óleo que sustenta o rotor, este se comporta como um sistema praticamente independente da parte estática do conjunto. Pode, portanto, ser desconsiderado sem perdas ao modelamento da parte estática do conjunto.

O estator sofreu uma mudança no seu modelo para esta análise. Aqui, tal componente foi considerado flexível e com propriedades de material distintas para as direções axial e as demais. A FIGURA 70 exhibe os respectivos valores de elasticidade utilizados pelo software. Todas estas considerações tornaram o protótipo virtual muito próximo do motor real, no que diz respeito a modelagem de efeitos vibracionais.

FIGURA 70 – PROPRIEDADES ORTOTRÓPICAS UTILIZADAS PARA O MODELO DE ESTATOR FLEXÍVEL



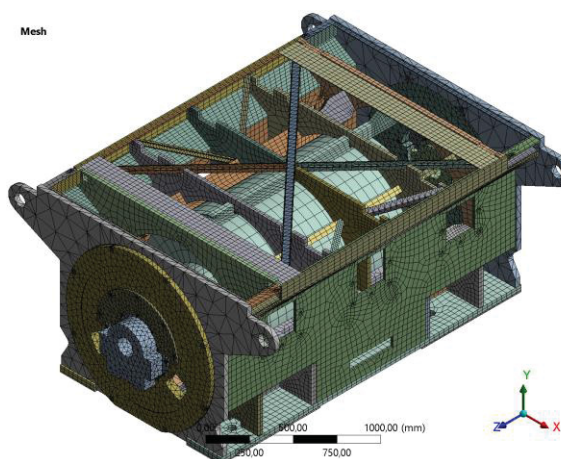
FONTE: O autor (2018).

As propriedades de módulo de elasticidade especiais definidas para o estator foram obtidas por meio de uma técnica de otimização, em um modelo modal de um estator semelhante, que tinha como objetivo valores de frequência natural e modos

obtidos em ensaio modal do componente. O assunto foi tema de uma apresentação em um congresso de simulação da SAE Brasil. Tal apresentação se encontra na integra no 0.

Definido o modelo, a malha foi criada utilizando, inicialmente, o algoritmo de geração próprio do software ANSYS®, tendo esta malha inicial sido aprimorada por meio de refinamentos localizados e controles de tipo de elemento até se atingir o resultado exibido na FIGURA 71.

FIGURA 71 – MALHA UTILIZADA PARA O MODELO COMPLETO DA MER EM ELEMENTOS FINITOS



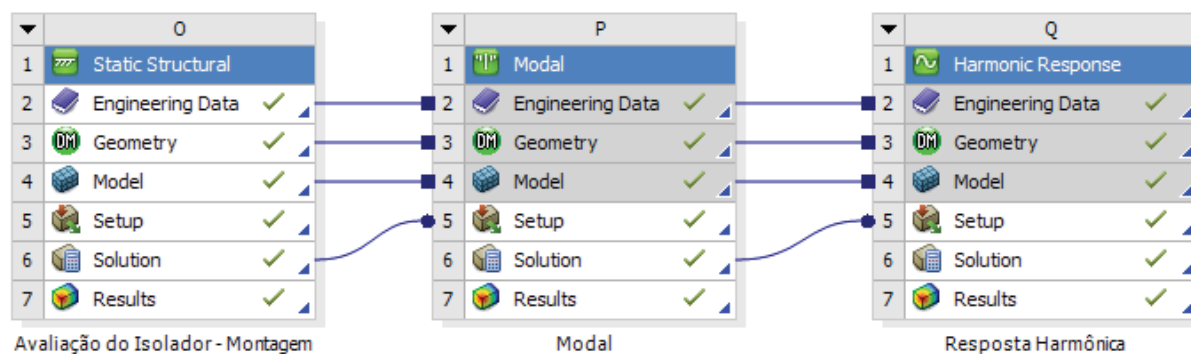
FONTE: O autor (2018).

Por se tratar de um componente com geometria bastante diversa, tanto elementos tetraédricos, bem como hexaédricos foram utilizadas de maneira conjunta, todos do tipo sólido. Tal malha soma um total de mais de 284 mil nós, com mais de 68 mil elementos.

Este modelo completo, então, passou por uma sequência de análises elencadas na FIGURA 72. Esta sequência compreendeu as seguintes etapas:

- **Etapas de montagem:** Nela, o estator é montado por interferência na carcaça, impondo assim deformações e pré-tensões em ambos os componentes;
- **Modal:** Aqui, o conjunto tem seus modos de vibrar calculados;
- **Resposta harmônica:** Nesta etapa, calcula-se a resposta à excitação, aplicada na forma de um carregamento eletromagnético oriundo da interação fora de centro entre rotor e estator.

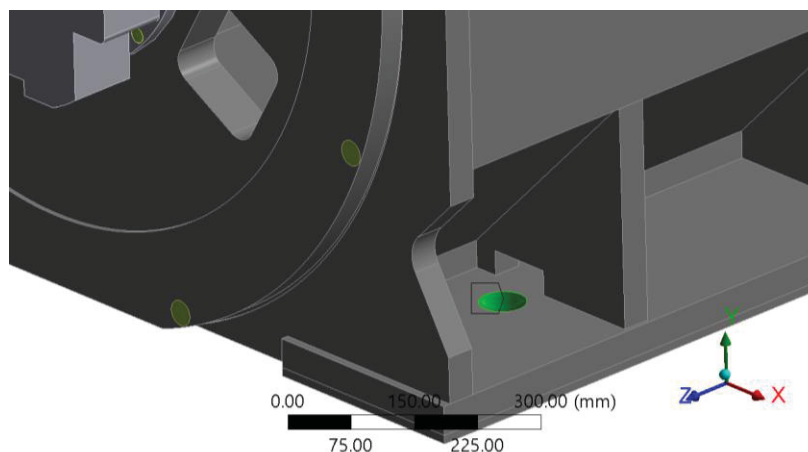
FIGURA 72 – SEQUÊNCIA DE ANÁLISES ESTÁTICA, MODAL E HARMÔNICA PARA O MODELO COMPLETO EM ELEMENTOS FINITOS



FONTE: O autor (2018).

Na primeira etapa, de montagem, o estator é considerado já posicionado na carcaça, porém, em sua interface, uma interferência de 0.5 mm no diâmetro é imposta. Este esforço causa distorções na carcaça e, junto com desvios de produção, é um dos principais responsáveis pela excentricidade entre rotor e estator. A ação da gravidade também foi considerada e os furos responsáveis pela fixação do motor à sua base (FIGURA 73) foram considerados como engastados.

FIGURA 73 –FURO PARA FIXAÇÃO DO MOTOR À BASE



FONTE: O autor (2018).

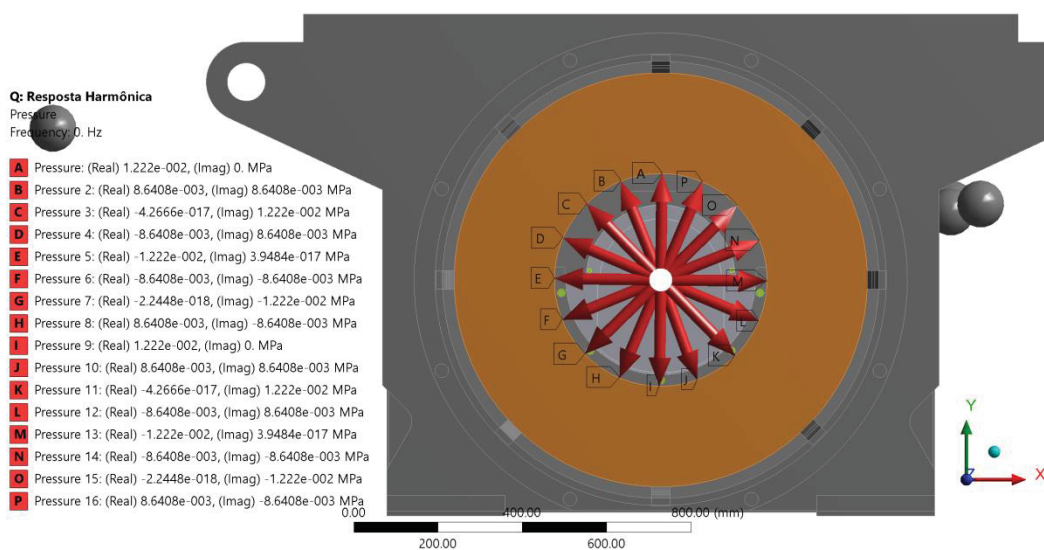
Neste formato de investigação, com uma análise estática de esforços seguida por análises dinâmicas (modal e harmônica), o software de elementos finitos utiliza as condições de contorno da análise estática nas subsequentes, aplicando-as na estrutura deformada. Ou seja, os modos de vibrar e a resposta harmônica levarão em conta uma possível influência da estrutura deformada quando forem realizadas.

Modos correspondentes ao intervalo de frequência de 0 a 240 Hz foram calculados e repassados à análise de esforços harmônicos. Nela, o esforço considerado foi uma pressão distribuída em 16 segmentos iguais do diâmetro interno do estator, com o valor de $1,222 \times 10^{-2}$ MPa. A força que origina essas pressões, calculada conforme equação (2), considera uma excentricidade dinâmica de 10% para o entreferro do motor.

Esta divisão, vista na FIGURA 74, é necessária para que a pressão seja aplicada de forma harmônica, como indicado na FIGURA 10, mimetizando assim a interação dinâmica rotativa entre o rotor e o estator. Tal distribuição, apresentada de maneira complexa na FIGURA 74, é obtida impondo-se um ângulo de fase incremental de 45° entre cada uma das 16 divisões.

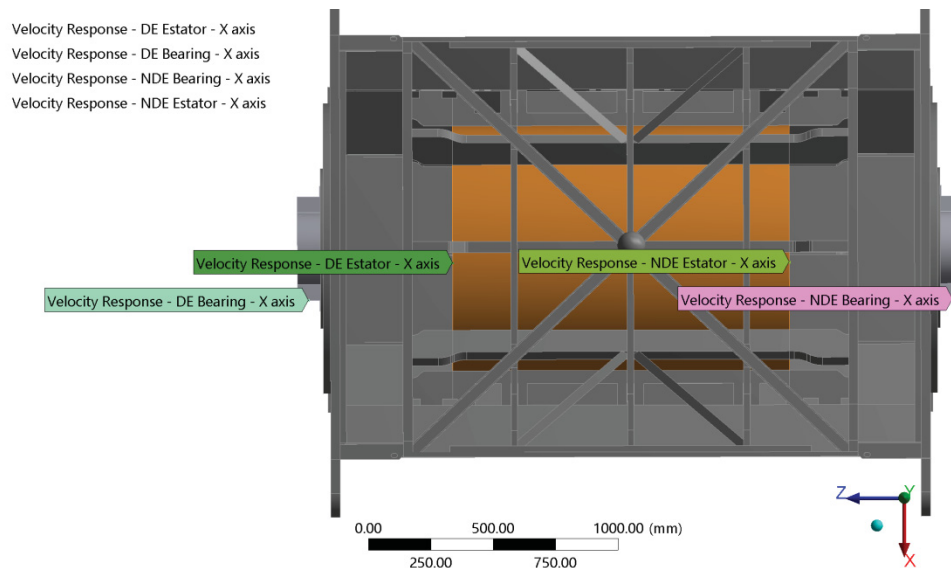
Com os esforços eletromagnéticos no modelo harmônico, as respostas em frequência de todo o motor foram calculadas, sendo obtidas para pontos específicos no estator e nos mancais dianteiro e traseiro, conforme FIGURA 75. Essas respostas, em velocidade, foram utilizadas para se estudar a transmissibilidade obtida dividindo-se os valores de vibração em pontos do estator e do mancal, para o caso sem e com solução de isolamento.

FIGURA 74 – COMPONENTES DE PRESSÃO ELETROMAGNÉTICA COM AÇÃO HARMÔNICA NO ESTATOR



FONTE: O autor (2018).

FIGURA 75 – PONTOS COM SENSORES VIRTUAIS PARA OBTENÇÃO DA RESPOSTA À EXCITAÇÃO ELETROMAGNÉTICA



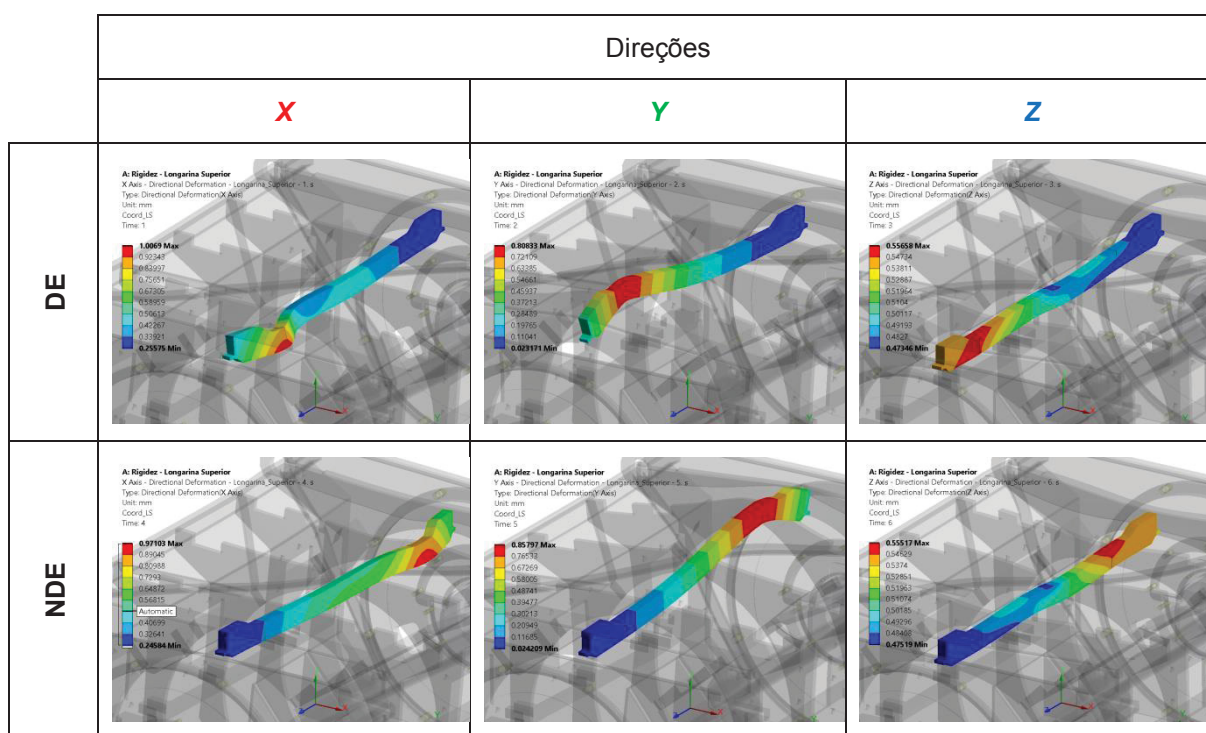
FONTE: O autor (2018).

5 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

5.1 LEVANTAMENTO DE RIGIDEZES DOS SUPORTES DO ESTATOR

Abaixo estão os resultados dos deslocamentos de cada um dos tipos de longarinas da carcaça, nos lados acionado (DE) e não acionado (NDE) do estator, com esforços em cada uma das 3 direções cartesianas principais. Estas longarinas foram chamadas de: superior (FIGURA 76), diagonal superior (FIGURA 77), lateral (FIGURA 78), diagonal inferior (FIGURA 79) e inferior (FIGURA 80).

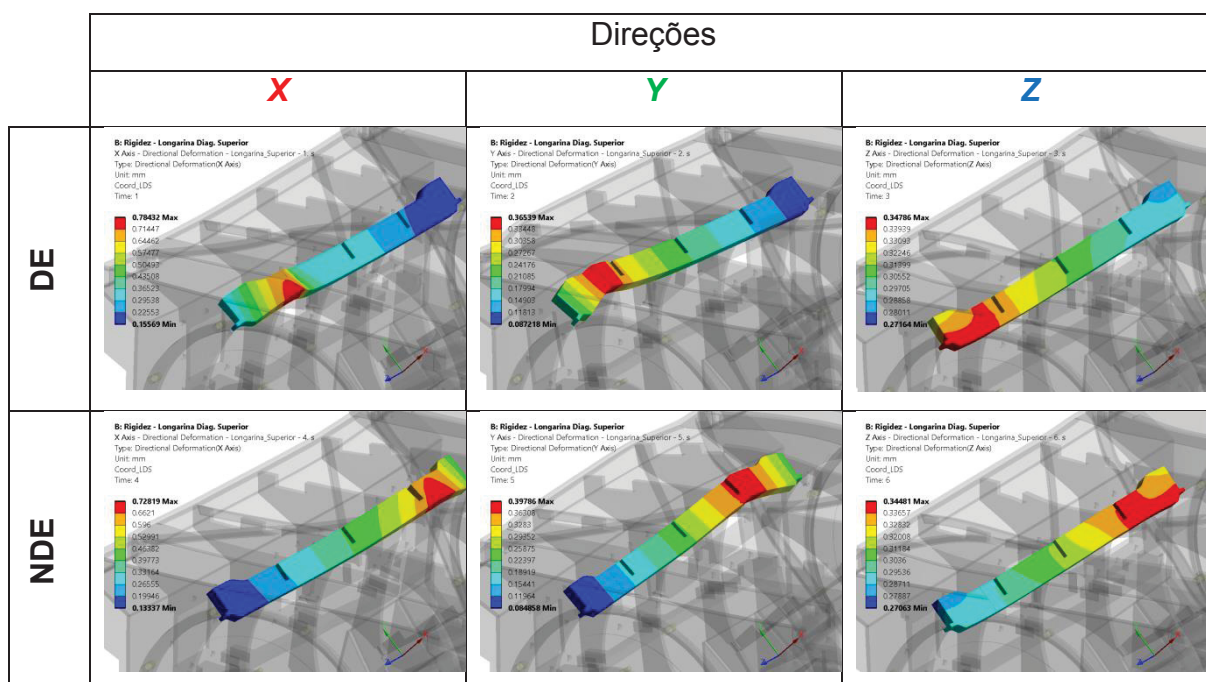
FIGURA 76 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA SUPERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO SEM ISOLAMENTO



FONTE: O autor (2018).

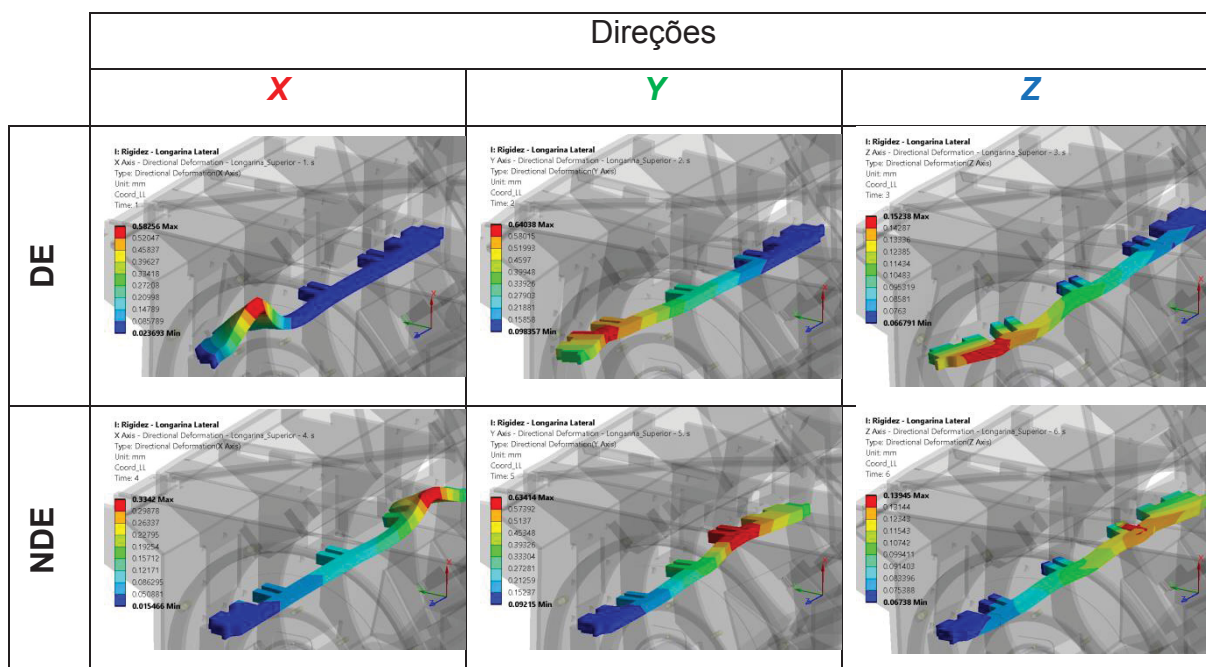
Com o conhecimento destes deslocamentos nas regiões em que os esforços foram aplicados (FIGURA 66), e utilizando a equação (22) para uma força de 100 kN, foram obtidas as rigidezes da carcaça, tais como sentidas pelo estator. Estas rigidezes encontram-se organizadas na TABELA 1.

FIGURA 77 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA DIAGONAL SUPERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO SEM ISOLAMENTO



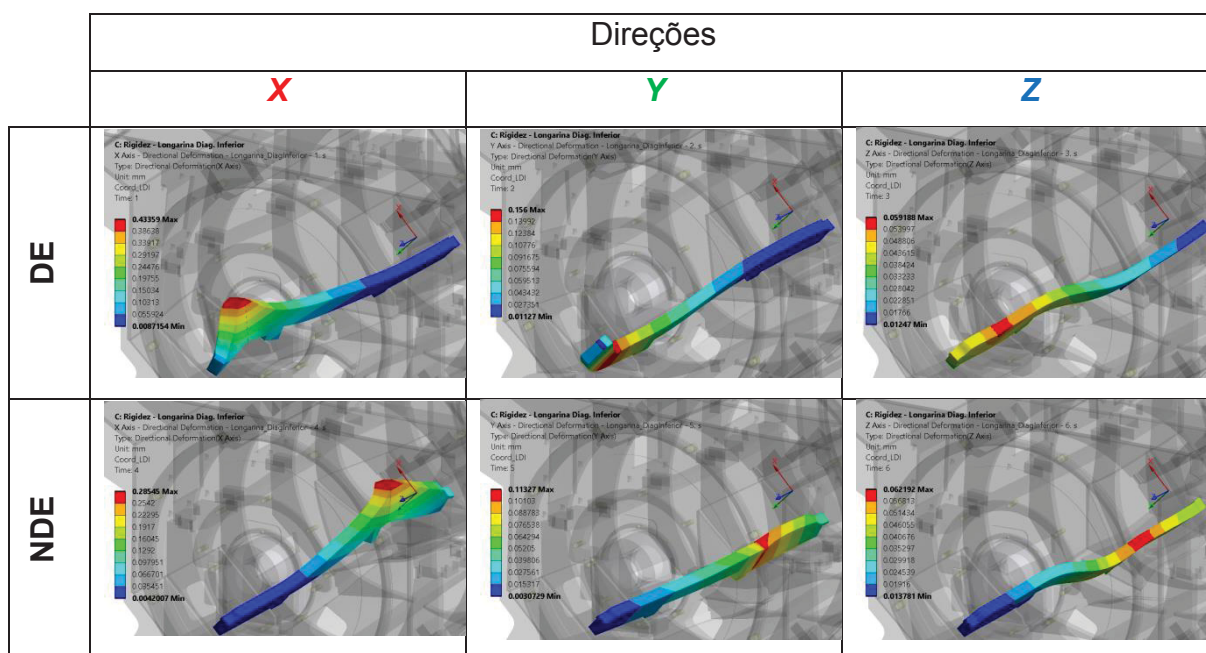
FONTE: O autor (2018).

FIGURA 78 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA LATERAL NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO SEM ISOLAMENTO



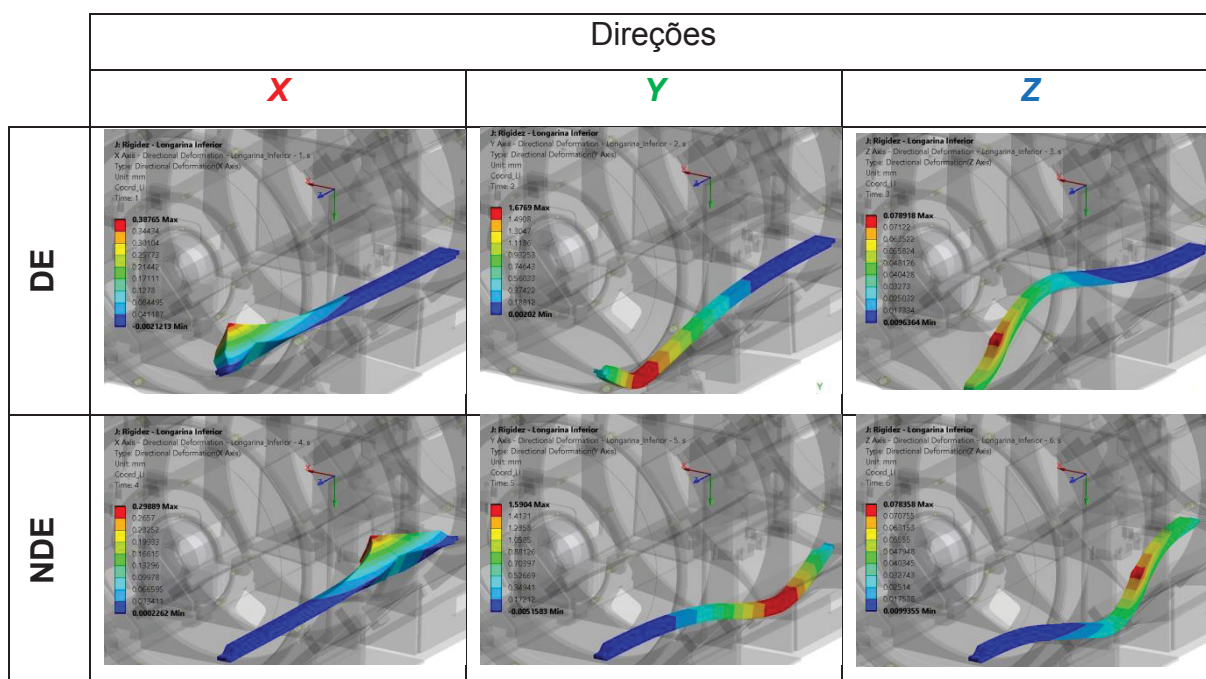
FONTE: O autor (2018).

FIGURA 79 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA DIAGONAL INFERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO SEM ISOLAMENTO



FONTE: O autor (2018).

FIGURA 80 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA INFERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO SEM ISOLAMENTO



FONTE: O autor (2018).

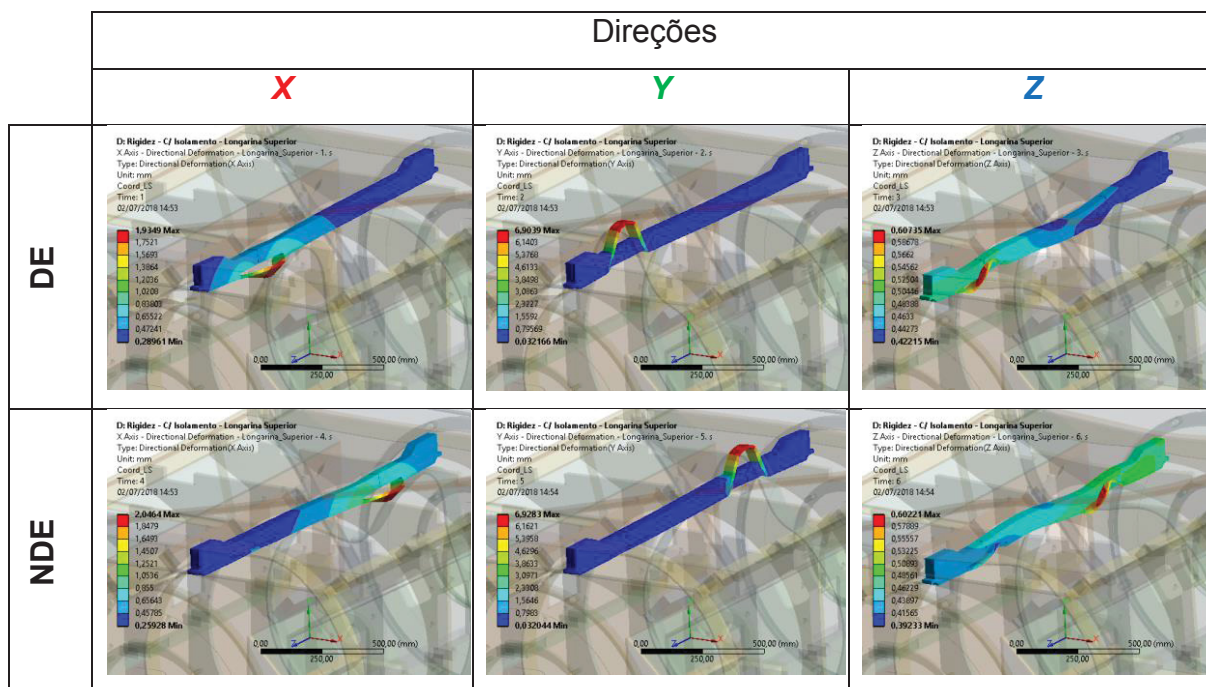
TABELA 1 – RIGIDEZES CALCULADAS PARA CADA UM DOS TIPOS DE LONGARINAS PRESENTES NA CARÇAÇA SEM SISTEMA DE ISOLAMENTO

	DE			NDE		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Superior	1,10E+08	1,24E+08	1,80E+08	1,13E+08	1,17E+08	1,82E+08
Diagonal Superior	1,35E+08	1,78E+08	2,90E+08	1,46E+08	2,58E+08	2,92E+08
Lateral	1,96E+08	1,58E+08	6,66E+08	4,00E+08	1,60E+08	8,35E+08
Diagonal Inferior	4,20E+08	6,56E+08	1,93E+09	5,70E+08	9,40E+08	1,93E+09
Inferior	5,80E+08	5,99E+07	1,68E+09	7,60E+08	6,31E+07	1,73E+09

FONTE: O autor (2018).

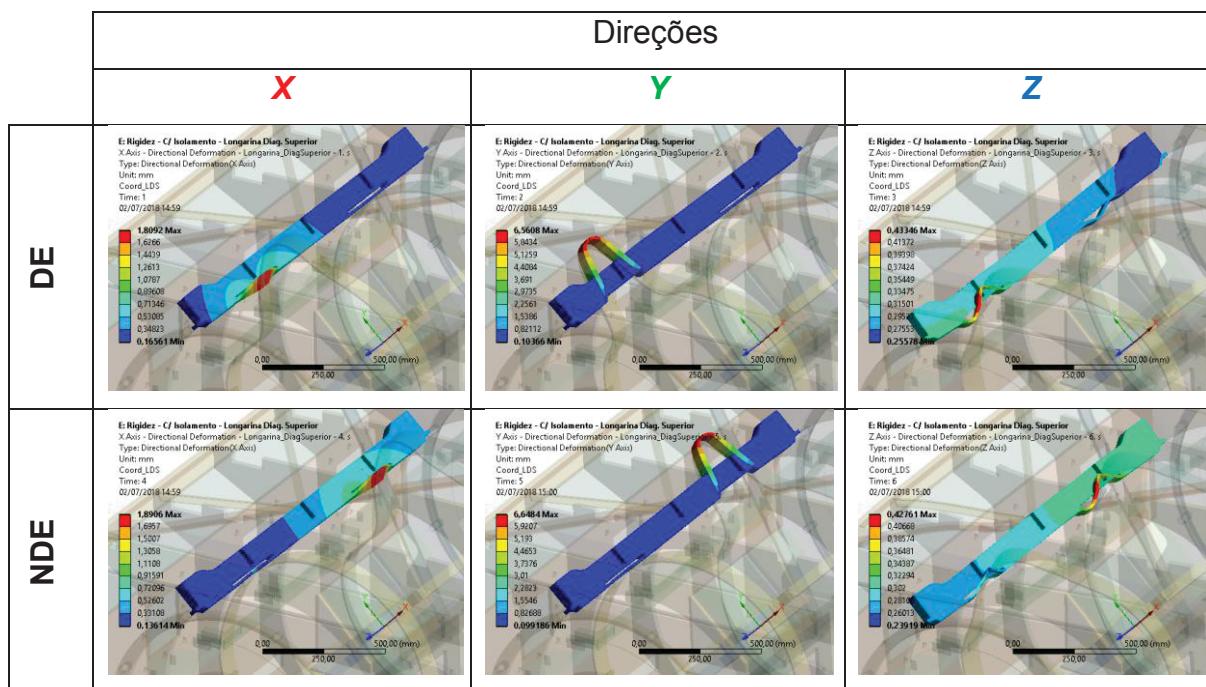
Resultados análogos foram obtidos para a carcaça com o sistema de isolamento incorporado, sendo esses resultados observados nas FIGURAS 81, 82, 83, 84 e 85. Assim como no caso da carcaça sem sistema de isolamento, os valores de rigidez calculados para todos os tipos de longarina estão organizados em tabela, qual seja a TABELA 2.

FIGURA 81 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA SUPERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO COM ISOLAMENTO



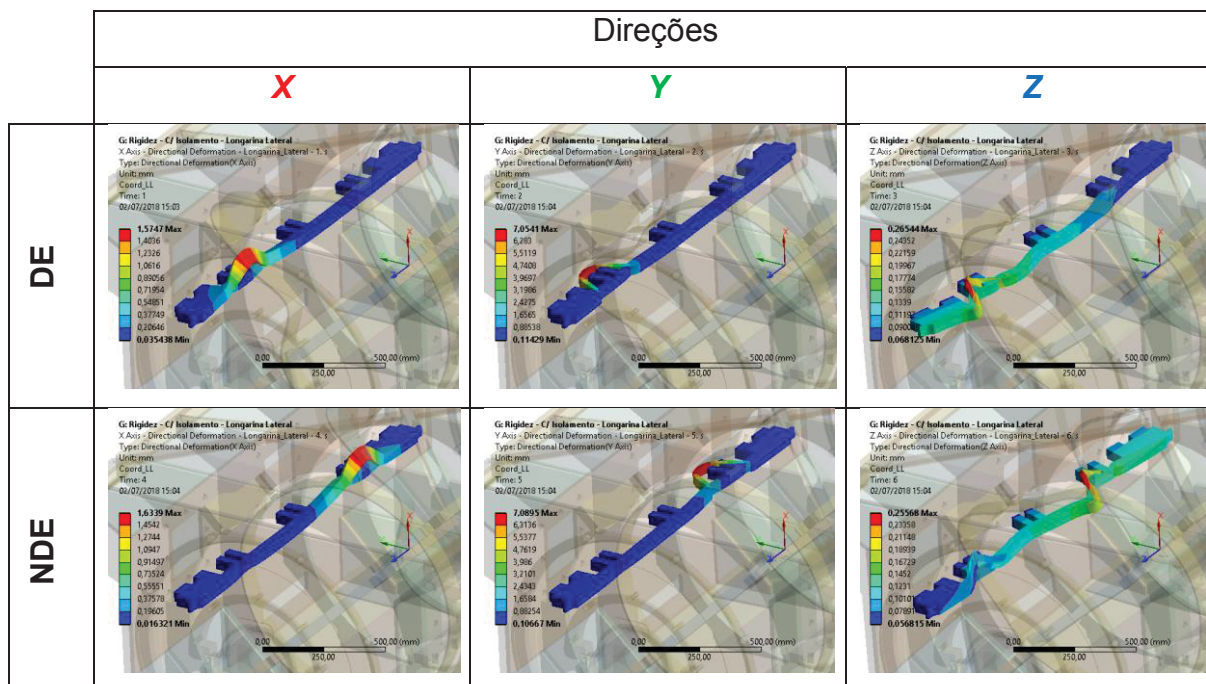
FONTE: O autor (2018).

FIGURA 82 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA DIAGONAL SUPERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO COM ISOLAMENTO



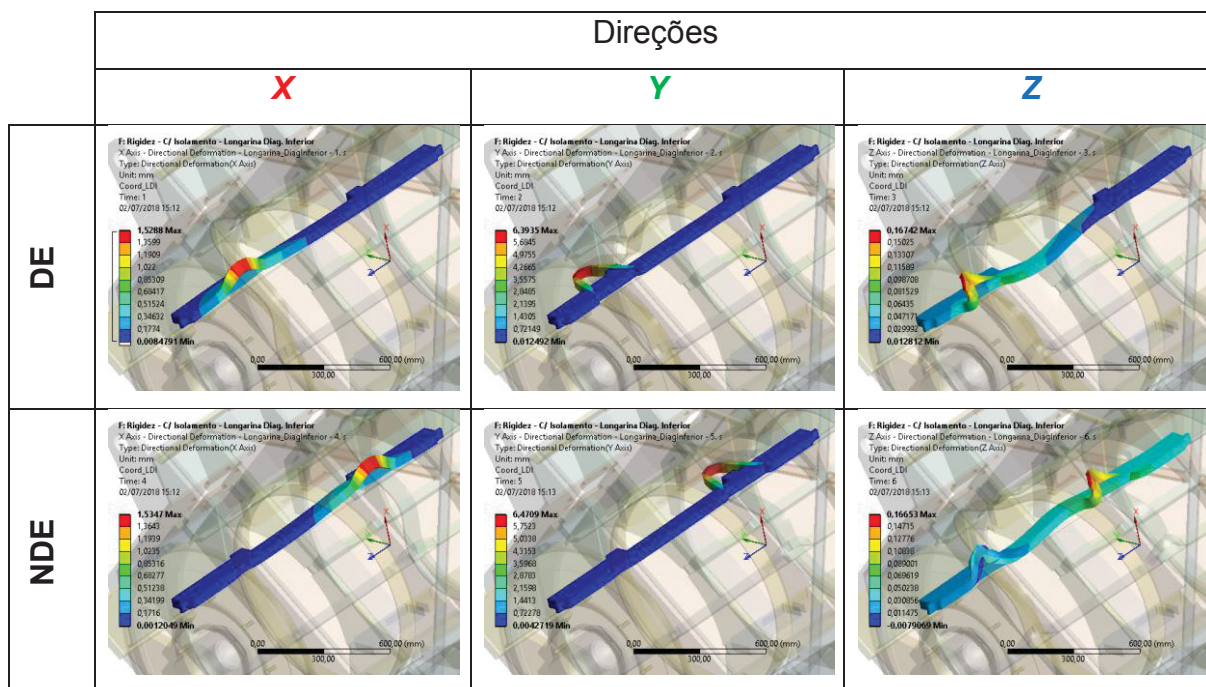
FONTE: O autor (2018).

FIGURA 83 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA LATERAL NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO COM ISOLAMENTO



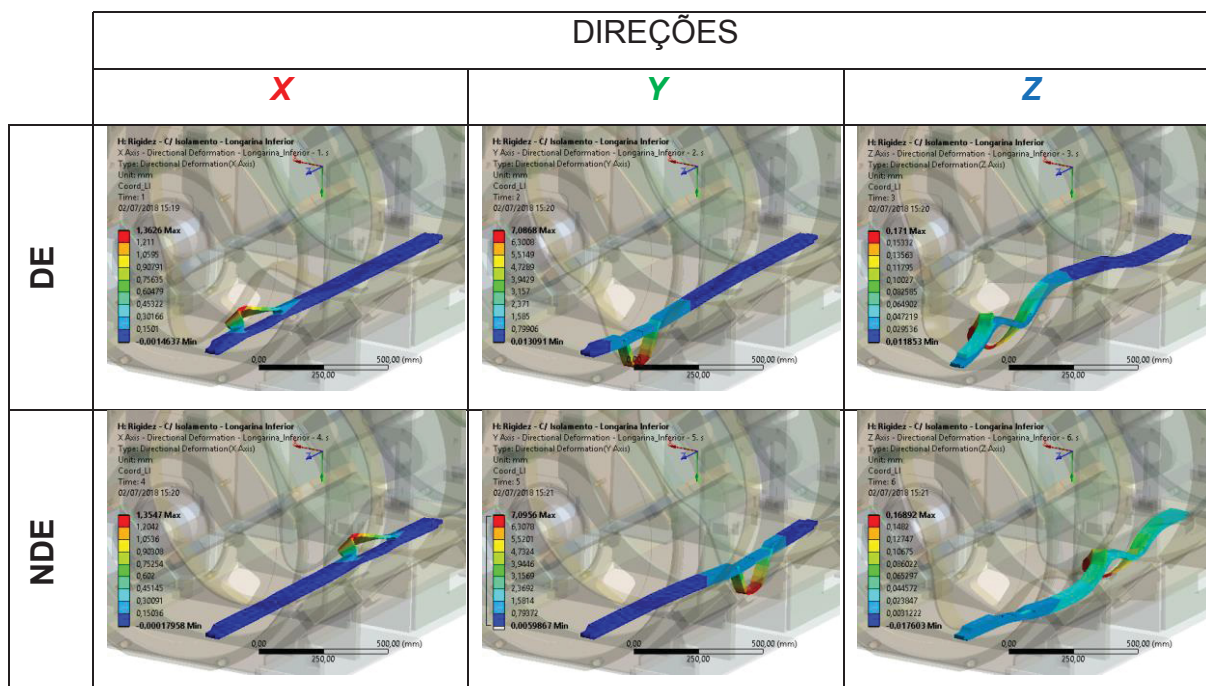
FONTE: O autor (2018).

FIGURA 84 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA DIAGONAL INFERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO COM ISOLAMENTO



FONTE: O autor (2018).

FIGURA 85 – DESLOCAMENTOS COMPLETOS DA LONGARINA INFERIOR NAS DIREÇÕES X, Y E Z, COM CARREGAMENTO APLICADO NAS POSIÇÕES DE E NDE DO ESTATOR – CASO COM ISOLAMENTO



FONTE: O autor (2018).

TABELA 2 – RIGIDEZES CALCULADAS PARA CADA UM DOS TIPOS DE LONGARINAS PRESENTES NA CARÇAÇA COM SISTEMA DE ISOLAMENTO

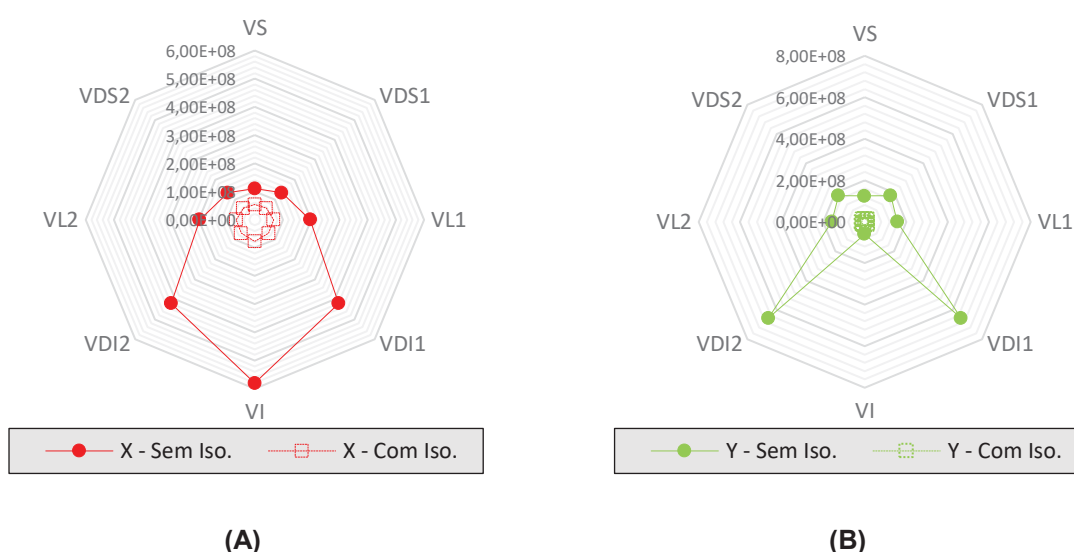
	DE			NDE		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Superior	5,36E+07	1,46E+07	1,70E+08	5,06E+07	1,45E+07	1,70E+08
Diagonal Superior	5,74E+07	1,53E+07	2,40E+08	5,48E+07	1,51E+07	2,40E+08
Lateral	6,66E+07	1,42E+07	4,00E+08	6,41E+07	1,41E+07	4,10E+08
Diagonal Inferior	6,86E+07	1,57E+07	6,40E+08	6,80E+07	1,55E+07	6,40E+08
Inferior	7,72E+07	1,41E+07	6,30E+08	7,76E+07	1,41E+07	6,40E+08

FONTE: O autor (2018).

A aparência distorcida apresentada pela sequência da FIGURA 77 à 85 é um artifício numérico, apenas de pós-processamento, para facilitar a visualização do deslocamento causado pelo esforço imposto. Para se atingir esse efeito, um fator da ordem de 1000 é multiplicado nos valores de deslocamento dados como resposta do modelo de elementos finitos.

Interessante ainda notar como os valores de rigidez para a carcaça isolada (TABELA 2) são muito mais uniformes do que os calculados para a carcaça não isolada (TABELA 1), como pode ser visto na FIGURA 86. Isto ocorre principalmente na direção Y local da longarina que corresponde à direção radial do estator.

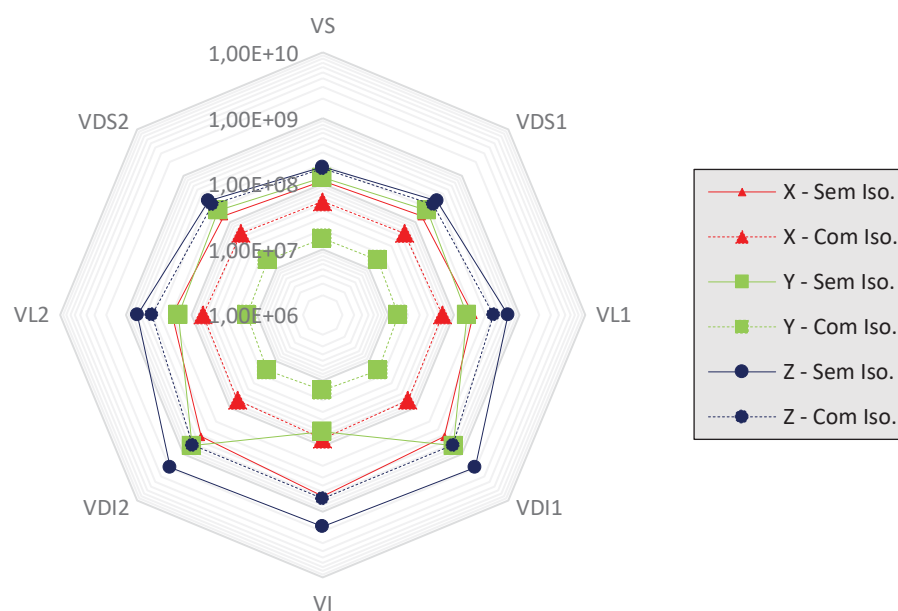
FIGURA 86 – GRÁFICOS RADAR PARA OS VALORES DE RIGIDEZ EM CADA LONGARINA DO LADO DE NAS DIREÇÕES LOCAIS (A) X E (B) Y



FONTE: O autor (2018).

Essa homogeneização das rigidezes tem, também, um efeito benéfico na excitação causada pelo estator. Devido à forma ovalada decorrente da excitação, o estator sempre excita duas longarinas opostas em 180° . Ou seja, os conjuntos de longarinas “superior-inferior”, “lateral-lateral”, e “diagonal superior-diagonal inferior” são excitados ao mesmo tempo. Como eles possuem valores de rigidez não homogêneos, como os vistos na TABELA 1 e na FIGURA 87, para a carcaça sem o sistema de isolamento, um efeito de bamboleio do estator existirá.

FIGURA 87 –VALORES DE RIGIDEZ, EM ESCALA LOGARÍTMICA, EM CADA LONGARINA DO LADO DE NAS DIREÇÕES LOCAIS DOS SUPORTES



FONTE: O autor (2018).

Tal bamboleio ocorre, então, devido à existência de uma força resultante entre longarinas opostas que empurra o estator contra a longarina de menor rigidez. Esse deve ser evidenciado durante as análises de resultado para o modelo mais completo, elaborado em elementos finitos, na seção 5.3.

5.2 DINÂMICA DO ESTATOR INDEPENDENTE

5.2.1 Modelo clássico com 6 GDL

Com as rigidezes das TABELAS 1 e 2, foram calculadas, via modelo clássico com 6 GDL para os casos sem e com sistema de isolamento, as frequências naturais,

dados na TABELA 3 e os modos de vibrar dados nas TABELAS 4 e 5. Esses resultados foram obtidos a partir dos programas relacionados nos APÊNDICES A e B.

TABELA 3 – FREQUÊNCIAS NATURAIS CALCULADAS PARA O ESTATOR VIA MODELO CLÁSSICO COM 6 GDL

	<i>Modo 1</i>	<i>Modo 2</i>	<i>Modo 3</i>	<i>Modo 4</i>	<i>Modo 5</i>	<i>Modo 6</i>
Sem Isolamento	146,16 Hz	162,06 Hz	213,98 Hz	263,32 Hz	304,31 Hz	366,69 Hz
Com Isolamento	59,06 Hz	59,71 Hz	76,36 Hz	135,16 Hz	159,75 Hz	213,25 Hz

FONTE: O autor (2018).

TABELA 4 – MODOS DE VIBRAR DO MODELO CLÁSSICO COM 6 GDL DO ESTATOR PARA A CARÇAÇA SEM ISOLAMENTO

	<i>Modo 1</i>	<i>Modo 2</i>	<i>Modo 3</i>	<i>Modo 4</i>	<i>Modo 5</i>	<i>Modo 6</i>
X	7,9528E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	1,8610E-01	-7,2357E-02	0,0000E+00
Y	0,0000E+00	-1,0000E+00	-1,6804E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	-2,8656E-02
Z	0,0000E+00	-1,4457E-01	4,9638E-01	0,0000E+00	0,0000E+00	-4,6777E-01
RX	0,0000E+00	-4,2344E-01	1,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	1,0000E+00
RY	-7,0452E-02	0,0000E+00	0,0000E+00	-2,4185E-01	-1,0000E+00	0,0000E+00
RZ	-1,0000E+00	0,0000E+00	0,0000E+00	1,0000E+00	-2,7341E-01	0,0000E+00

FONTE: O autor (2018).

TABELA 5 – MODOS DE VIBRAR DO MODELO COM 6 GDL DO ESTATOR PARA A CARÇAÇA COM ISOLAMENTO

	<i>Modo 1</i>	<i>Modo 2</i>	<i>Modo 3</i>	<i>Modo 4</i>	<i>Modo 5</i>	<i>Modo 6</i>
X	1,0000E+00	0,0000E+00	6,2964E-02	0,0000E+00	-9,4800E-04	0,0000E+00
Y	0,0000E+00	-1,0000E+00	0,0000E+00	-1,9490E-03	0,0000E+00	6,8400E-04
Z	0,0000E+00	1,1720E-03	0,0000E+00	-2,8640E-01	0,0000E+00	-7,9340E-01
RX	0,0000E+00	7,1020E-03	0,0000E+00	-1,0000E+00	0,0000E+00	1,0000E+00
RY	4,6670E-03	0,0000E+00	-9,3000E-04	0,0000E+00	1,0000E+00	0,0000E+00
RZ	-4,1484E-01	0,0000E+00	1,0000E+00	0,0000E+00	1,7860E-03	0,0000E+00

FONTE: O autor (2018).

5.2.2 Modelo simplificado em elementos finitos

Para o modelo simplificado do estator em elementos finitos, as rigidezes TABELAS 1 e 2 foram incluídas como molas em suas posições de cálculo. Foram calculadas as frequências naturais, conforme TABELA 6, e os modos de vibrar,

conforme as TABELAS 7 e 8. Como anteriormente, foram contemplados os casos sem e com sistema de isolamento.

TABELA 6 – FREQUÊNCIAS NATURAIS CALCULADAS PARA O ESTATOR VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS

	<i>Modo 1</i>	<i>Modo 2</i>	<i>Modo 3</i>	<i>Modo 4</i>	<i>Modo 5</i>	<i>Modo 6</i>
Sem Isolamento	148,43 Hz	162,32 Hz	227,94 Hz	235,50 Hz	327,88 Hz	376,92 Hz
Com Isolamento	59,03 Hz	59,73 Hz	95,51 Hz	139,85 Hz	165,16 Hz	214,43 Hz

FONTE: O autor (2018).

TABELA 7 – MODOS DE VIBRAR DO MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS DO ESTATOR PARA A CARCAÇA SEM ISOLAMENTO

	<i>Modo 1</i>	<i>Modo 2</i>	<i>Modo 3</i>	<i>Modo 4</i>	<i>Modo 5</i>	<i>Modo 6</i>
X	4,0663E-04	3,5469E-09	-2,7667E-08	2,3819E-04	4,2943E-05	5,5202E-09
Y	-2,4409E-09	4,6396E-04	9,0059E-05	6,8736E-09	7,7096E-09	-2,3507E-05
Z	5,1703E-09	-5,4199E-05	3,5857E-04	2,8243E-08	-9,1996E-09	3,0399E-04
RX	6,9169E-09	-1,5854E-04	6,1883E-04	6,4507E-08	8,5959E-08	-7,5819E-04
RY	3,4984E-05	4,8790E-09	3,0967E-08	1,1764E-04	-9,8381E-04	-7,6954E-08
RZ	-6,1718E-04	-1,9200E-09	-8,8862E-08	1,0353E-03	1,0185E-04	2,1869E-08

FONTE: O autor (2018).

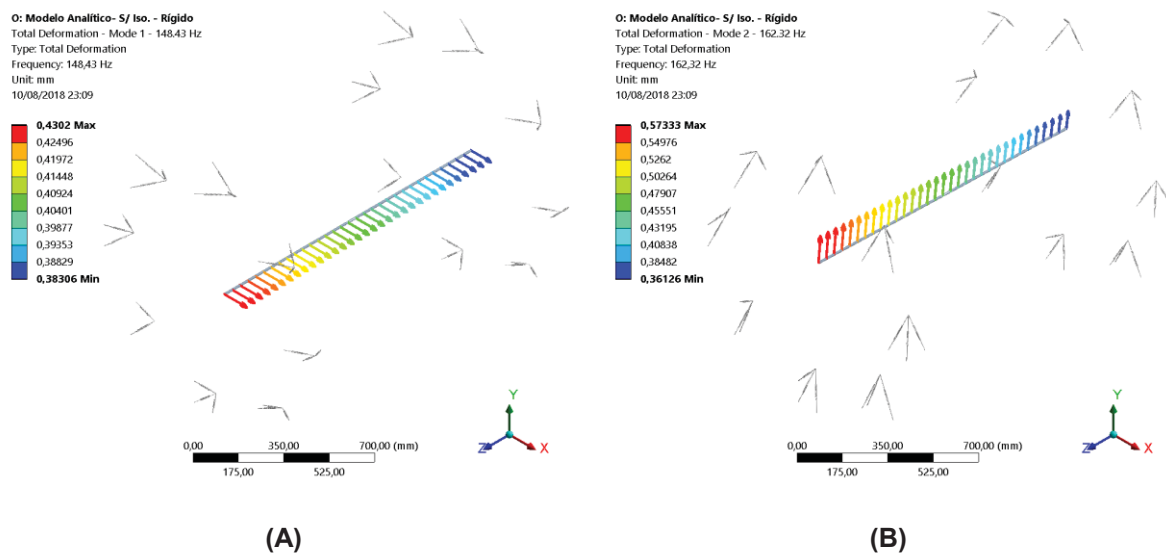
TABELA 8 – MODOS DE VIBRAR DO MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS DO ESTATOR PARA A CARCAÇA COM ISOLAMENTO

	<i>Modo 1</i>	<i>Modo 2</i>	<i>Modo 3</i>	<i>Modo 4</i>	<i>Modo 5</i>	<i>Modo 6</i>
X	1,4877E-02	2,8658E-09	1,6145E-03	8,3508E-09	3,1031E-05	6,3741E-10
Y	-2,8495E-09	1,4964E-02	-1,5193E-10	-5,4868E-05	6,5376E-09	1,3262E-05
Z	-6,9761E-09	1,8445E-05	1,7592E-08	8,0755E-03	-4,5375E-09	1,2598E-02
RX	-1,7561E-08	1,1177E-04	3,8779E-08	2,6394E-02	-3,6444E-07	-1,6919E-02
RY	-7,5995E-05	-1,2400E-08	9,7673E-05	3,1177E-07	3,1352E-02	-1,8872E-07
RZ	-4,1264E-03	-5,8234E-10	3,8026E-02	-6,7983E-08	-1,2847E-04	-1,1853E-08

FONTE: O autor (2018).

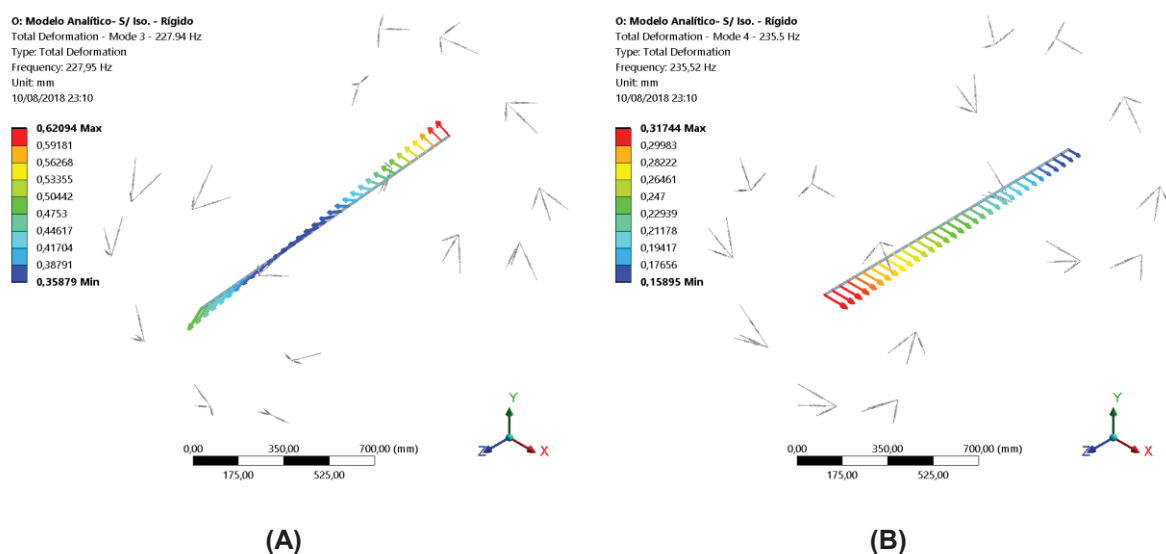
Como resultados, também foram obtidos a forma do modo de maneira gráfica, conforme deformações das molas. Esses resultados são expostos nas FIGURAS 88, 89 e 90, para o modelo sem isolamento, e nas FIGURAS 91, 92 e 93. para o com isolamento.

FIGURA 88 – PRIMEIRO (A) E SEGUNDO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO SEM ISOLAMENTO



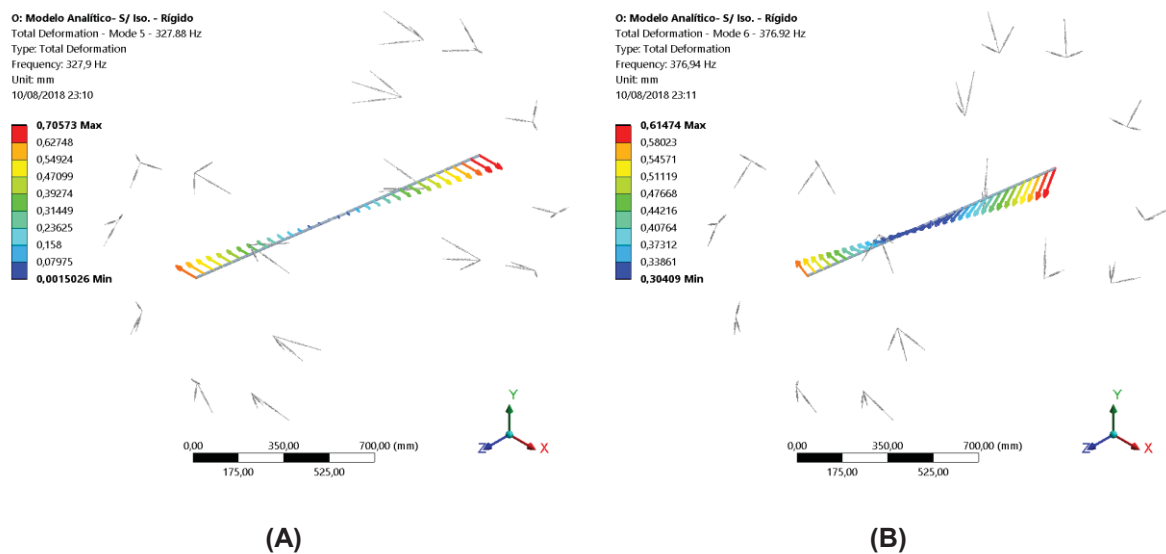
FONTE: O autor (2018).

FIGURA 89 – TERCEIRO (A) E QUARTO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO SEM ISOLAMENTO



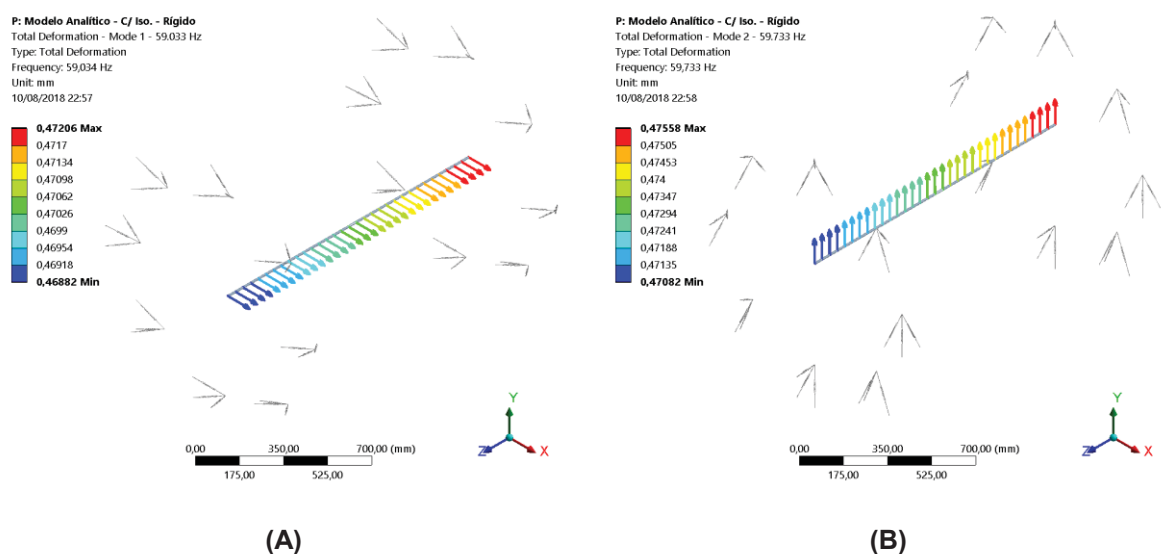
FONTE: O autor (2018).

FIGURA 90 – QUINTO (A) E SEXTO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO SEM ISOLAMENTO



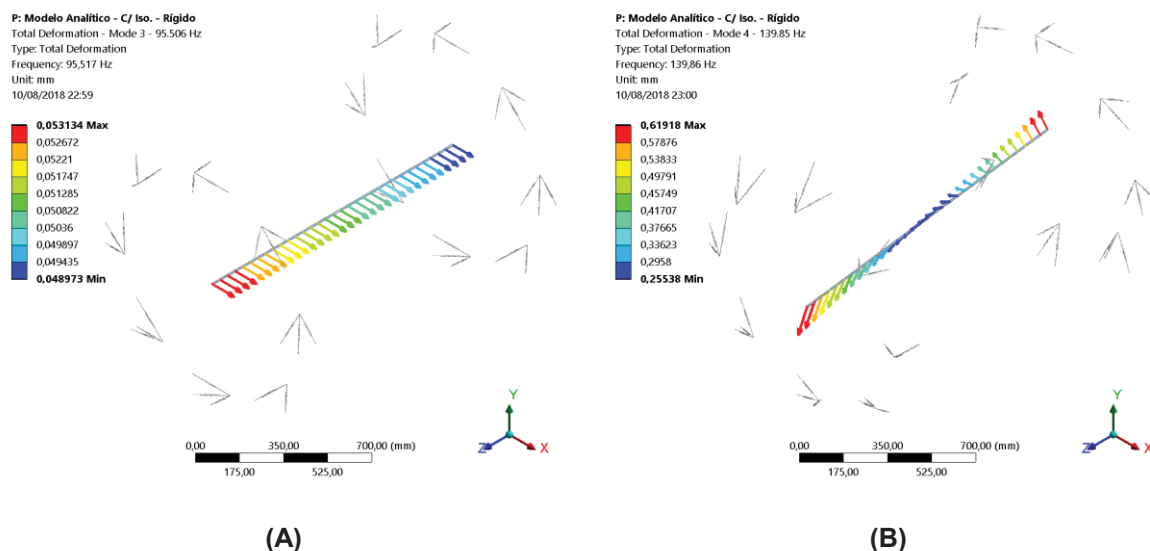
FONTE: O autor (2018).

FIGURA 91 – PRIMEIRO (A) E SEGUNDO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO COM ISOLAMENTO



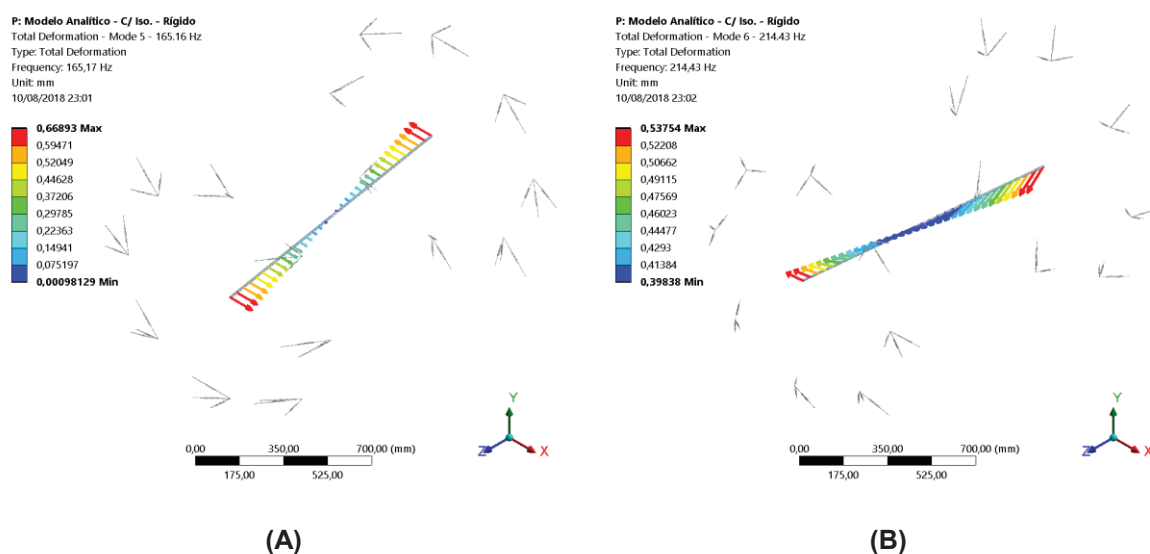
FONTE: O autor (2018).

FIGURA 92 – TERCEIRO (A) E QUARTO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO COM ISOLAMENTO



FONTE: O autor (2018).

FIGURA 93 – QUINTO (A) E SEXTO (B) MODOS DE VIBRAR DO SISTEMA, CALCULADOS VIA MODELO SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS – CASO COM ISOLAMENTO



FONTE: O autor (2018).

5.2.3 Comparação entre modelos

A TABELA 9 consolida, para comparação, os valores das frequências naturais obtidas para os modelos clássico e simplificado em elementos finitos. Esses valores já foram mostrados nas TABELAS 3 e 6.

TABELA 9 – CÁLCULO DO ERRO ENTRE AS FREQUÊNCIAS NATURAIS DOS MODELOS CLÁSSICO COM 6 GDL E SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS

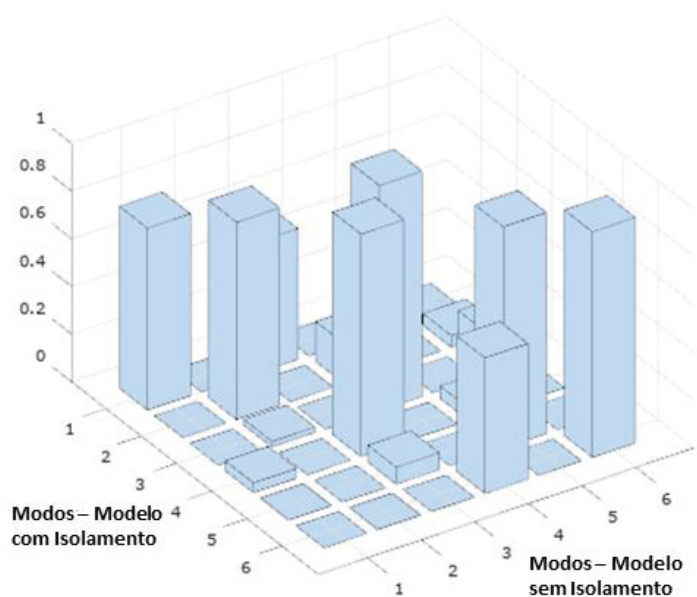
	Sem Isolamento			Com Isolamento		
	Clássico	Simplificado	Erro	Clássico	Simplificado	Erro
Modo 1	146,16 Hz	148,43 Hz	1,56%	59,06 Hz	59,03 Hz	0,05%
Modo 2	162,06 Hz	162,32 Hz	0,16%	59,71 Hz	59,73 Hz	0,04%
Modo 3	213,98 Hz	227,94 Hz	6,52%	76,36 Hz	95,51 Hz	25,08%
Modo 4	263,32 Hz	235,50 Hz	10,56%	135,16 Hz	139,85 Hz	3,47%
Modo 5	304,31 Hz	327,88 Hz	7,75%	159,75 Hz	165,16 Hz	3,39%
Modo 6	366,69 Hz	376,92 Hz	2,79%	213,25 Hz	214,43 Hz	0,55%

FONTE: O autor (2018).

Com exceção do quarto modo, para o caso sem isolamento, e do terceiro modo, para o caso com isolamento, os erros absolutos apresentados para o caso simplificado em relação ao clássico foram bastante baixos. Analisando melhor estes dois modos com valor de erro discrepante dos demais e, verificando sua forma de vibrar nas FIGURAS 89B e 92A, nota-se grande semelhança entre elas.

Para corroborar esta afirmação, o MAC cruzado entre os modelos sem e com isolamento realizado em elementos finitos foi calculado e está exibido na FIGURA 94.

FIGURA 94 – MAC CALCULADO ENTRE OS MODELOS EM ELEMENTOS FINITOS COM E SEM ISOLAMENTO

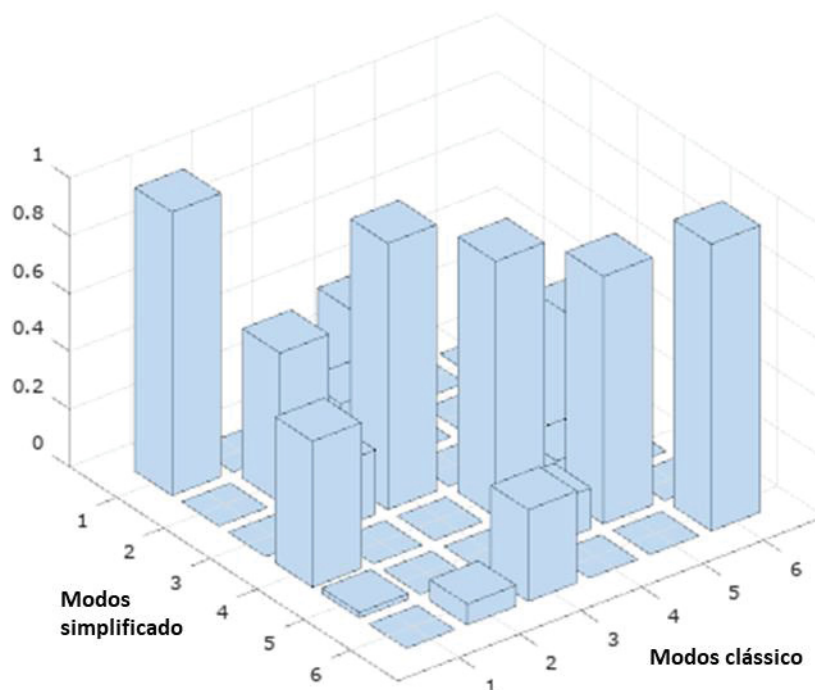


FONTE: O autor (2018).

Entende-se, portanto, analisando a FIGURA 94, que o quarto modo de vibrar do estator sem isolamento equivale ao terceiro modo de vibrar do mesmo estator com isolamento para o modelo simplificado em elementos finitos. Por se tratar do mesmo modo de vibrar, supõe-se, então, que o erro elevado se deve a uma característica deste atrelada às suposições de desconsideração dos termos de rigidez cruzada ou torcional dos suportes do estator, suposições estas realizadas na seção 4.2.

A fim de se verificar a correlação entre os modelos propostos até aqui (clássico e simplificado em elementos finitos), a matriz de MAC foi calculada. Ela é apresentada para os casos sem e com isolamento nas FIGURAS 95 e 96, respectivamente.

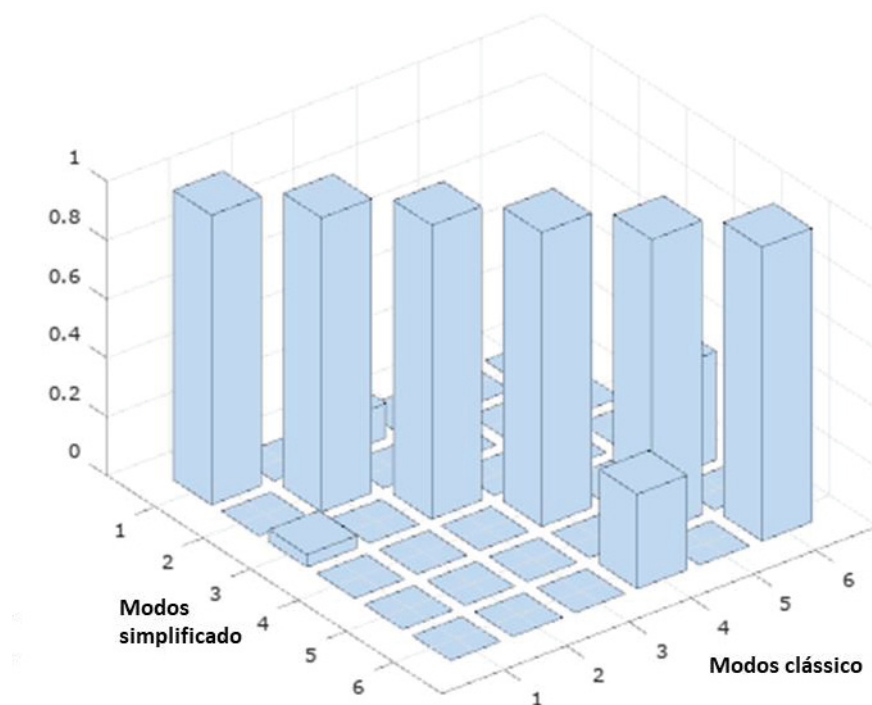
FIGURA 95 – MAC CRUZADO ENTRE OS MODELOS CLÁSSICO COM 6 DGL E SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS, PARA O CASO SEM ISOLAMENTO



FONTE: O autor (2018).

Nota-se, na FIGURA 95, que a correlação é baixa para o segundo modo sendo este o caso sem isolamento. Já no caso isolado, da FIGURA 96, a correlação é elevada, não existindo termos com valores significativos fora da diagonal principal.

FIGURA 96 – MAC CRUZADO ENTRE OS MODELOS COM 6 GDL E SIMPLIFICADO EM ELEMENTOS FINITOS, PARA O CASO COM ISOLAMENTO



FONTE: O autor (2018).

Mesmo com o valor reduzido apresentado na FIGURA 95 para o segundo modo, o modelo clássico com 6 GDL se mostra adequado, principalmente para o caso com isolamento. Além disso, com a análise das frequências naturais, cujos valores são consolidados na TABELA 9, e de modos de vibrar, apresentados da FIGURA 91 à FIGURA 93, e também na TABELA 5, pode-se afirmar que a estratégia de isolamento adotada será efetiva, pois:

- Não existem frequências naturais próximas à 100 e 120 Hz, considerada faixa de excitação para o esforço proposto;
- Os principais modos excitáveis pelo esforço eletromagnético em questão, como o primeiro e segundo modos de translação em X e Y, que acabam compondo um modo radial do estator, estão abaixo dos valores de excitação dos esforços;

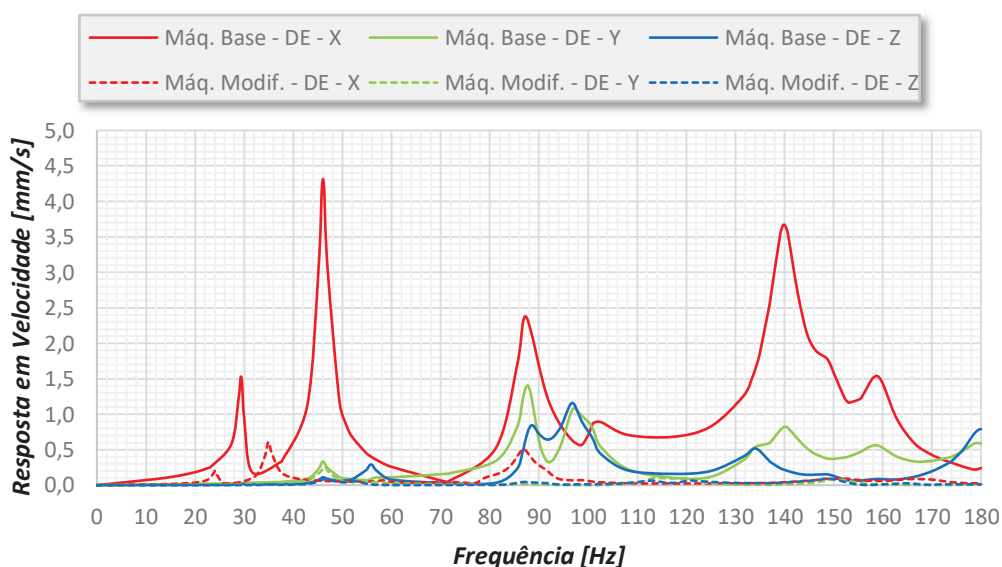
A avaliação desta afirmação será feita adiante, como já antecipado, através de uma análise de esforços harmônicos em elementos finitos que contempla toda a máquina, conforme descrito na seção 4.4.

5.3 DINÂMICA DO MOTOR COMPLETO

Os resultados das análises harmônicas realizada em elementos finitos para o modelo do motor completo, com e sem sistema de isolamento, são apresentados na forma de gráficos de resposta em velocidade pela frequência de excitação. Outras formas de resultado também são utilizadas de maneira auxiliar, para possibilitar melhor entendimento das ideias expostas.

As FIGURAS 97 e 98 mostram a resposta do estator nos lado acionado (DE) e não acionado (NDE), respectivamente, nas posições indicadas na FIGURA 75 (p. 96). Na legenda das FIGURAS 97 e 98, “Máq. Base” corresponde ao motor sem isolamento e “Máq. Modif.” trata do motor com a estratégia de isolamento implementada.

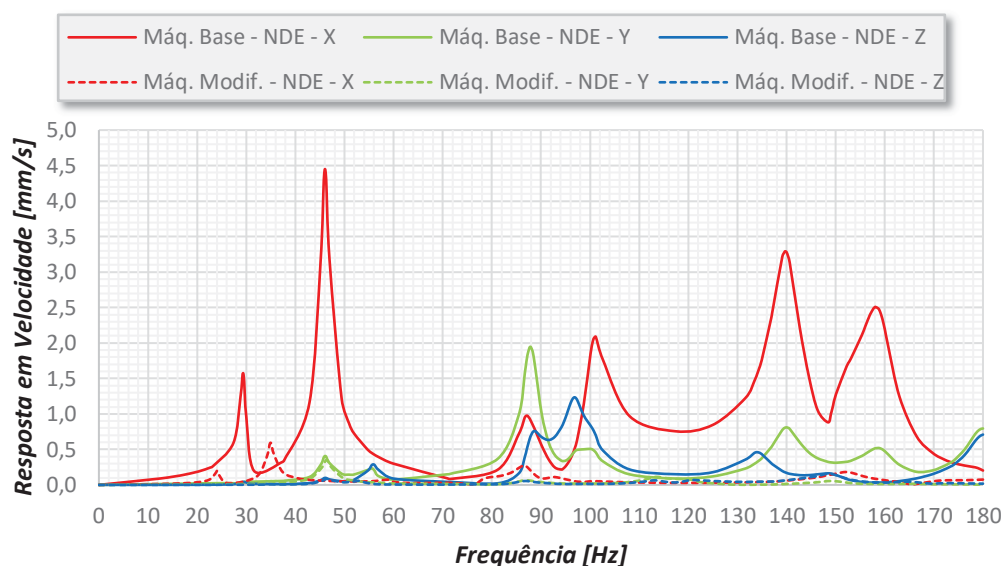
FIGURA 97 – RESPOSTAS EM VELOCIDADE DO ESTATOR MEDIDA NO LADO ACIONADO (DE) DO MODELO COMPLETO EM ELEMENTOS FINITOS



FONTE: O autor (2017).

Nota-se, nas figuras, uma queda imediata no nível da resposta, sendo que, para os pontos avaliados, a distinção entre as direções X, Y e Z chega a ser bastante difícil. Isto ocorre principalmente para a faixa de frequências de maior interesse, entre 90 e 130 Hz, onde nenhum resultado com magnitude acima de 0,25 mm/s é encontrado.

FIGURA 98 – RESPOSTAS EM VELOCIDADE DO ESTATOR MEDIDA NO LADO NÃO ACIONADO (NDE) DO MODELO COMPLETO EM ELEMENTOS FINITOS



FONTE: O autor (2017).

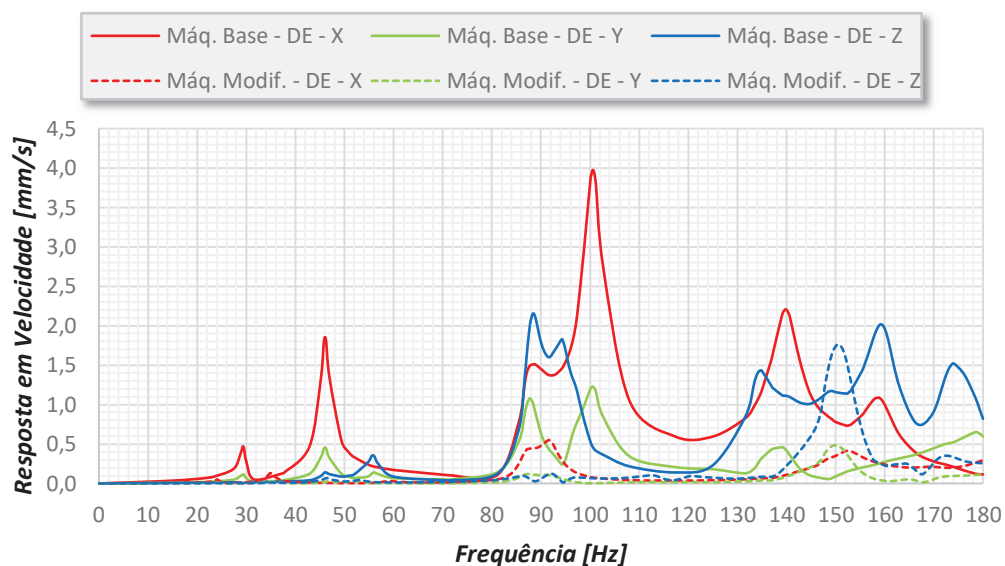
Já as FIGURAS 99 e 100, e mostram a resposta obtida nos mancais, nos lados acionado (DE) e não acionado (NDE), respectivamente, também nas posições indicadas na FIGURA 75. Na legenda das FIGURAS 99 e 100, “Máq. Base” corresponde ao motor sem isolamento e “Máq. Modif.” trata do motor com a estratégia de isolamento implementada.

Novamente, a resposta é baixa em toda a faixa de frequências investigadas, particularmente entre 90 e 130 Hz. É importante que as respostas a esforços de desbalanceamento eletromagnético sejam baixas para este tipo de máquina, uma vez que este tipo de resposta é apenas uma das componentes da resposta geral a vibração de uma MER. Recorda-se que tal vibração é objeto de normas e padrões internacionais, como já exposto neste trabalho. A saber, normalmente, a componente de maior relevância, após a eletromagnética, é a de desbalanceamento mecânico do rotor.

Além da baixa amplitude da resposta em velocidade para ambos os componentes, houve uma uniformização da resposta, isto é, o motor como um todo apresenta menor tendência a responder às excitações de natureza eletromagnética como a utilizada. A densidade modal de equipamentos complexos como a MER estudada é elevadíssima, por isso a capacidade de ser mais tolerante à passagem

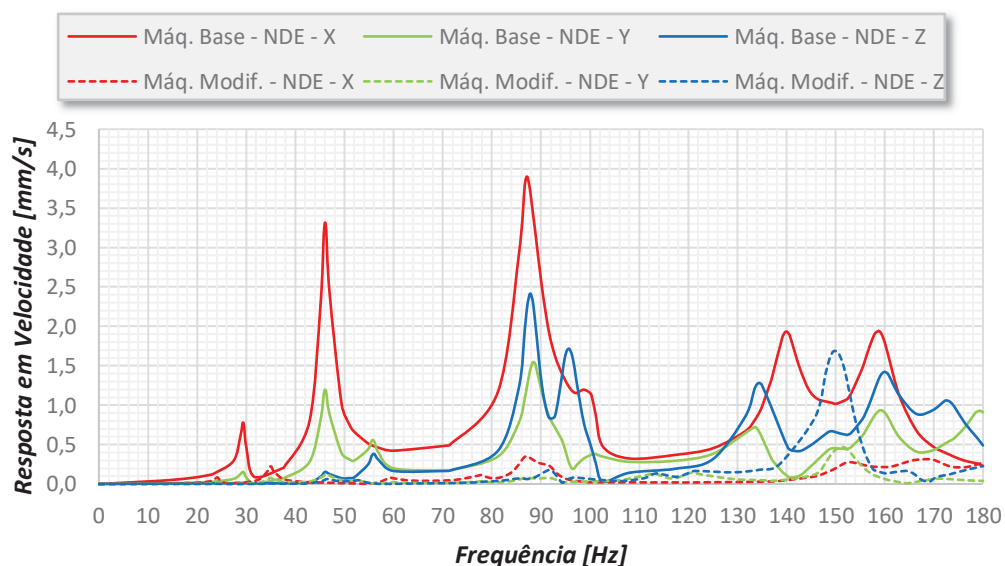
por frequências naturais, como a apresentada após a inclusão do sistema de isolamento de vibrações, é muito bem recebida como um efeito adicional do sistema.

FIGURA 99 – RESPOSTAS EM VELOCIDADE NO MANCAL MEDIDA NO LADO ACIONADO (DE) DO MODELO COMPLETO EM ELEMENTOS FINITOS



FONTE: O autor (2017).

FIGURA 100 – RESPOSTAS EM VELOCIDADE NO MANCAL MEDIDA NO LADO NÃO ACIONADO (NDE) DO MODELO COMPLETO EM ELEMENTOS FINITOS



FONTE: O autor (2017).

A TABELA 10 ilustra a elevada densidade modal apresentada pela MER em estudo. São contemplados os casos sem e com sistema de isolamento.

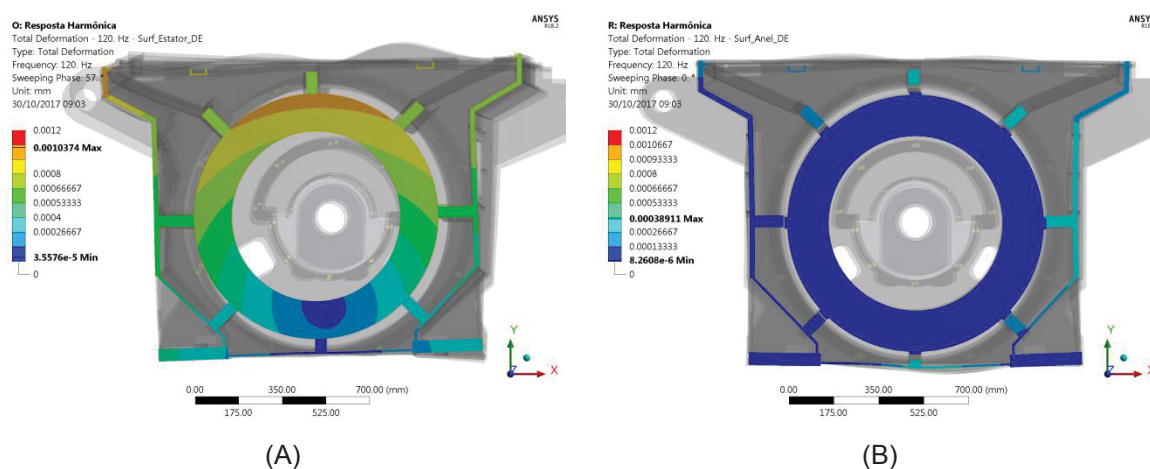
TABELA 10 – FREQUÊNCIAS NATURAIS PARA A MER SEM E COM SISTEMA ISOLADOR

Modo	Frequência Natural	
	Sem Iso.	Com Iso.
1	16,08 Hz	16,02 Hz
2	30,27 Hz	24,16 Hz
3	49,01 Hz	35,09 Hz
4	56,98 Hz	46,53 Hz
5	90,85 Hz	52,61 Hz
6	94,30 Hz	59,66 Hz
7	94,88 Hz	81,32 Hz
8	102,91 Hz	82,15 Hz
9	108,01 Hz	88,93 Hz
10	140,02 Hz	91,30 Hz
11	146,06 Hz	93,79 Hz
12	156,25 Hz	94,72 Hz
13	156,52 Hz	109,63 Hz
14	156,64 Hz	119,62 Hz
15	156,83 Hz	148,94 Hz
16	161,72 Hz	152,61 Hz
17	166,73 Hz	156,42 Hz
18	173,10 Hz	156,73 Hz
19	179,92 Hz	156,89 Hz
20	196,39 Hz	157,12 Hz
21	202,13 Hz	165,63 Hz
22	210,36 Hz	171,09 Hz
23	210,76 Hz	173,11 Hz
24	211,90 Hz	187,64 Hz
25	212,22 Hz	209,44 Hz
26	212,86 Hz	211,78 Hz
27	221,01 Hz	212,44 Hz
28	233,17 Hz	213,58 Hz

FONTE: O autor (2018).

Avaliando a resposta em deslocamento, especificamente para a frequência de 120 Hz, pode-se observar uma redução acentuada dos deslocamentos tanto da carcaça quando do estator. A FIGURA 101 mostra a comparação nos deslocamentos para a carcaça sem isolamento (A) e isolada (B), sob efeito da força de desbalanceamento magnética já definida.

FIGURA 101 – COMPARAÇÃO DAS RESPOSTAS EM DESLOCAMENTO PARA: (A) CARCAÇA BASE E (B) CARCAÇA COM SISTEMA DE ISOLAMENTO

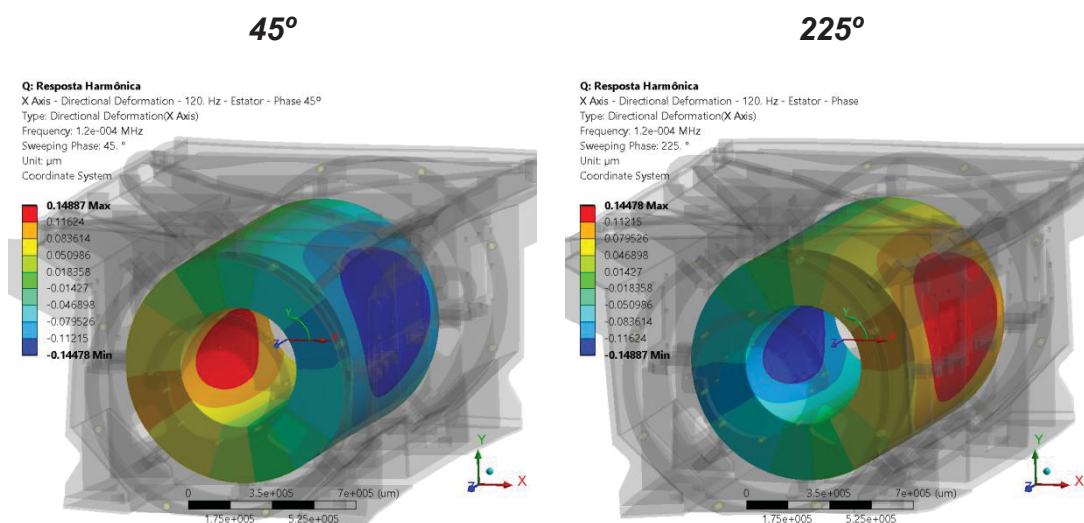


FONTE: O autor (2017).

A constatação surpreendente neste resultado fica a cargo do estator que, para o caso isolado, apresenta deslocamentos menores do que a metade daqueles correspondentes a carcaça não isolada. Esta constatação reforça a hipótese levantada na seção 5.1 sobre o bamboleio do estator causado pela assimetria de rigidezes das longarinas. A ausência de tal bamboleio, então, deve estar diretamente relacionada à baixa resposta da carcaça ao esforço eletromagnético.

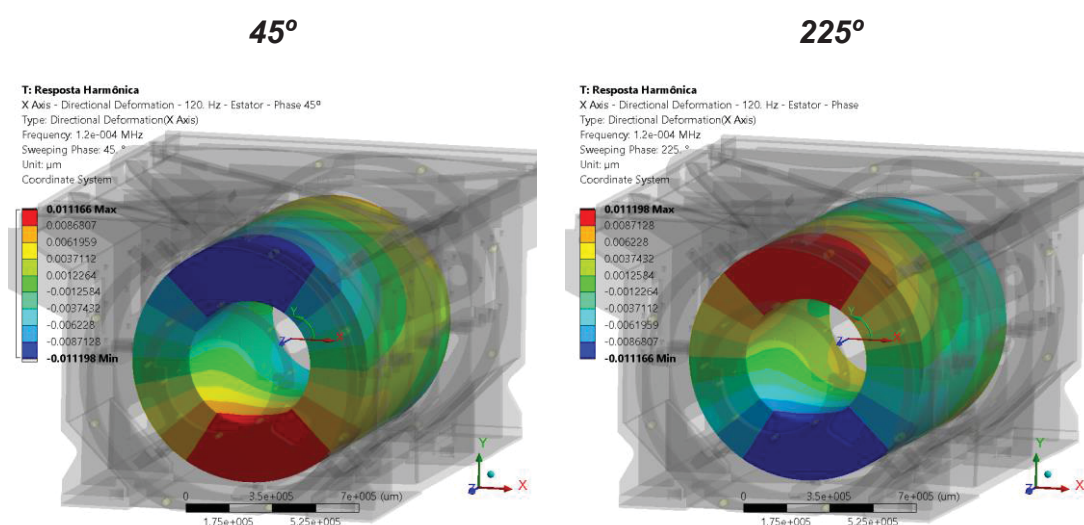
Observando-se apenas o deslocamento radial do estator, na FIGURA 102 para o caso não isolado e na FIGURA 103 para o isolado, pode-se afirmar que ambas as configurações apresentam algum nível de bamboleio, já que possuem valores de deslocamento radial opostos em postos defasados em 180°. Isto quer dizer que, quando um lado do estator está sendo deslocado no sentido radial positivo, seu ponto oposto está se aproximando do centro do componente. Entretanto, este bamboleio é, pelo menos, dez vezes menor para o caso da carcaça isolada.

FIGURA 102 – DESLOCAMENTO RADIAL DO ESTATOR NÃO ISOLADO PARA FREQUÊNCIA DE EXCITAÇÃO DE 120 HZ, EM FASES DE 45 E 225 GRAUS



FONTE: O autor (2018).

FIGURA 103 – DESLOCAMENTO RADIAL DO ESTATOR ISOLADO PARA FREQUÊNCIA DE EXCITAÇÃO DE 120 HZ, EM FASES DE 45 E 225 GRAUS

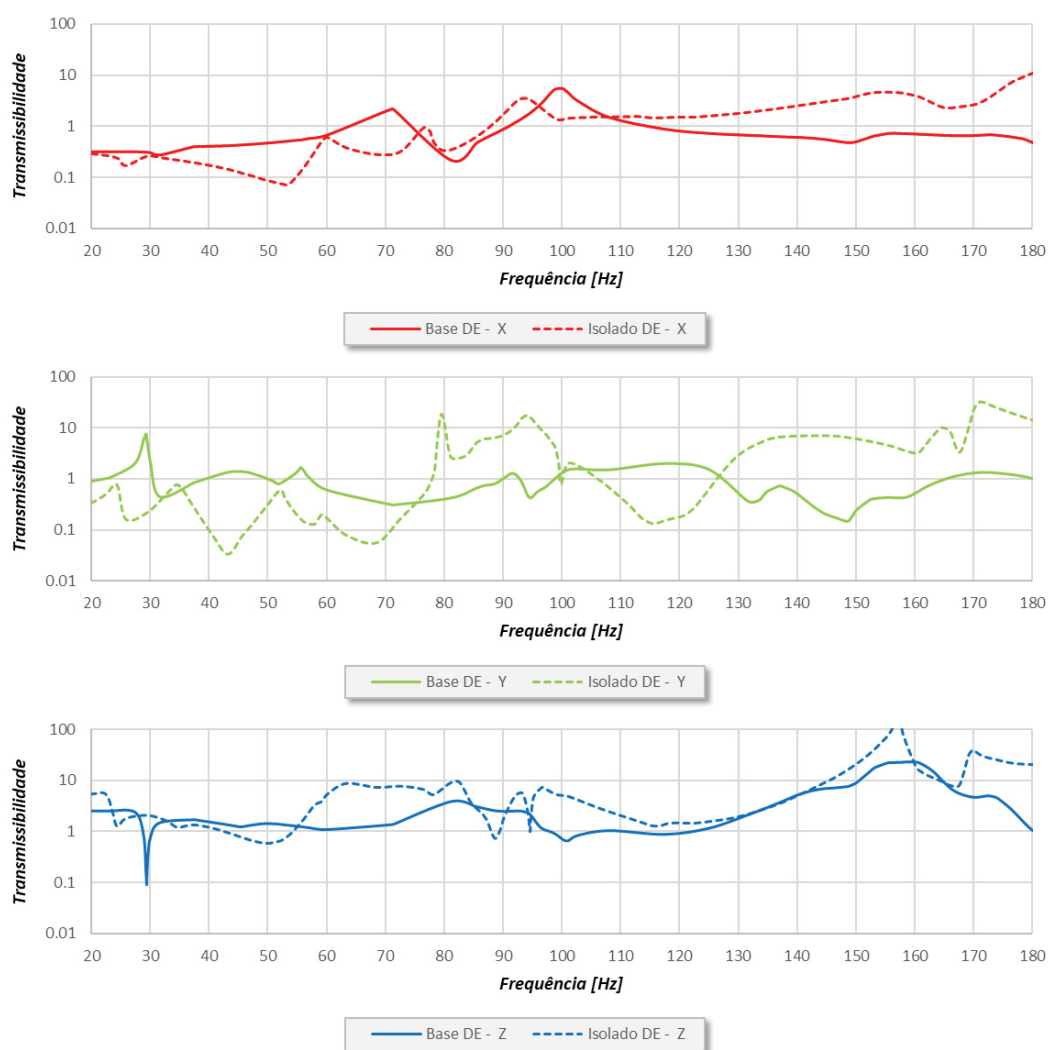


FONTE: O autor (2018).

Para determinar quanto da redução nos níveis de vibração esperados para a MER se deu pela ação de isolamento implementada e não pela parcela devido à redução do bamboleio (e, conseqüentemente da excitação que o estator causa na carcaça) uma metodologia é proposta. Essa metodologia usa funções de transferência entre os pontos avaliados no estator e nos mancais, conforme FIGURA 75.

Nesta metodologia, a resposta em velocidade no mancal é dividida pela resposta verificada no estator para cada uma das 3 direções cartesianas do sistema de coordenadas do modelo e para cada um dos lados da MER. A FIGURA 104 mostra a transmissibilidade entre estator e carcaça para o lado acionado da MER (DE) e a FIGURA 105 para o lado não acionado (NDE).

FIGURA 104 – TRANSMISSIBILIDADES NAS DIREÇÕES X, Y E Z ENTRE ESTATOR E MANCAL DE



FONTE: O autor (2018).

Nenhum dos dois mancais apresentam uma redução absoluta em transmissibilidade, isto é, em toda a faixa de frequências, para a carcaça isolada. Para excitações de mais baixa frequência, até 60 Hz, existe, sim, uma redução na transmissibilidade, principalmente nas direções X e Y. Entretanto, para as frequências

na faixa de interesse (de 90 a 130 Hz), o resultado não é homogêneo, havendo, inclusive, aumentos no deslocamento transmitido em algumas direções.

FIGURA 105 – TRANSMISSIBILIDADES NAS DIREÇÕES X, Y E Z ENTRE ESTATOR E MANCAL NDE



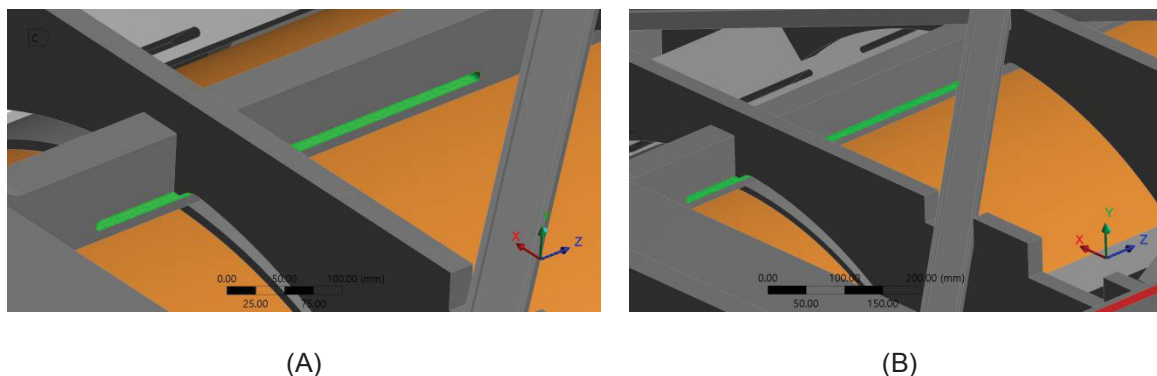
FONTE: O autor (2018).

A partir desses resultados, pode-se argumentar que a estratégia de isolamento utilizada não foi tão efetiva quanto esperado. A redução da vibração esperada para a MER seria uma consequência da melhor distribuição de rigidezes da carcaça, evitando assim o bamboleio excessivo do estator.

Visando o aumento da participação do efeito de isolamento na redução da vibração, uma avaliação complementar foi realizada, na qual se propôs o aumento do rasgo da longarina em relação ao inicialmente projetado. O rasgo usado até este momento recebe o nome de “curto”, enquanto os demais recebemos nomes de

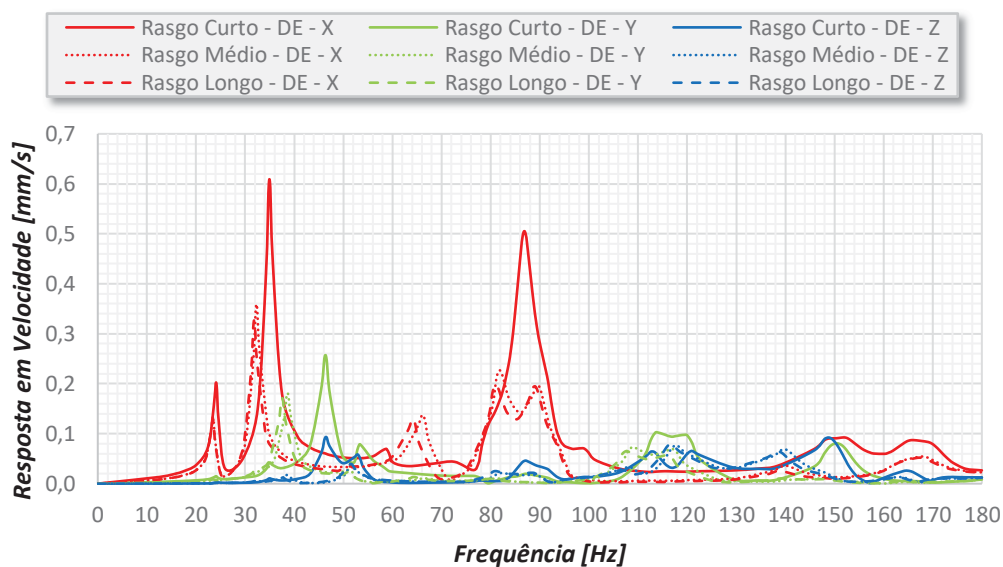
“médio” (FIGURA 106A) e “longo” (FIGURA 106B). Assim como no caso do rasgo inicial, as respostas tanto no estator, conforme FIGURA 107, quanto nos mancais, conforme FIGURA 108, foram obtidas e avaliadas.

FIGURA 106 – GEOMETRIA DO RASGO (A) MÉDIO E (B) LONGO



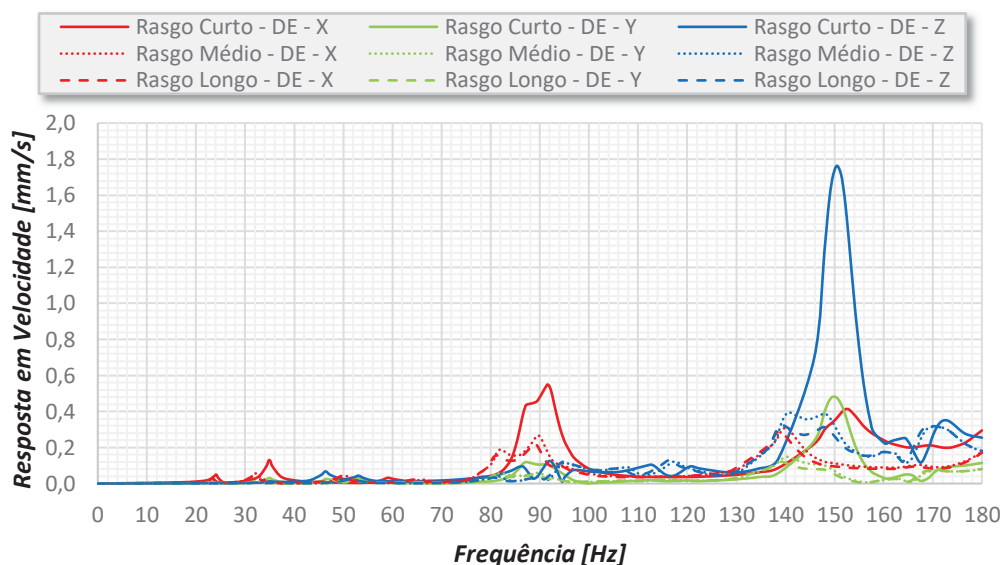
FONTE: O autor (2018).

FIGURA 107 – COMPARAÇÃO DAS RESPOSTAS EM VELOCIDADE MEDIDAS NO ESTATOR, DO LADO DIANTEIRO (DE), ENTRE AS CONFIGURAÇÕES COM RASGO CURTO, MÉDIO E LONGO NA LONGARINA



FONTE: O autor (2017).

FIGURA 108 – COMPARAÇÃO DAS RESPOSTAS EM VELOCIDADE MEDIDAS NO MANCAL, DO LADO DIANTEIRO (DE), ENTRE AS CONFIGURAÇÕES COM RASGO CURTO, MÉDIO E LONGO NA LONGARINA

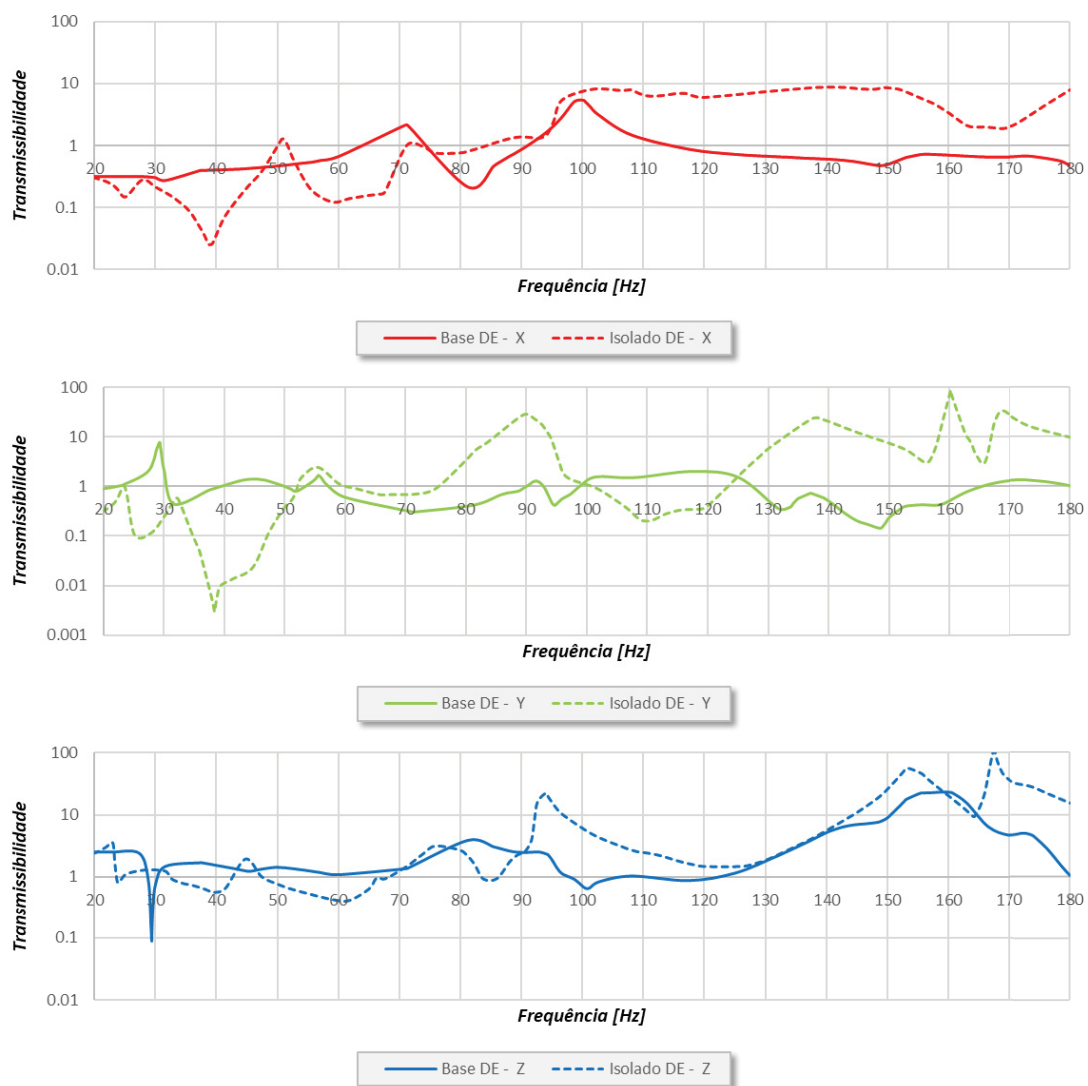


FONTE: O autor (2017).

Uma redução significativa da resposta em velocidade para o estator e para o mancal foi obtida quando se passa do rasgo do “curto” para o “médio”. Porém, a redução não é relevante quando se passa deste rasgo para o “longo”.

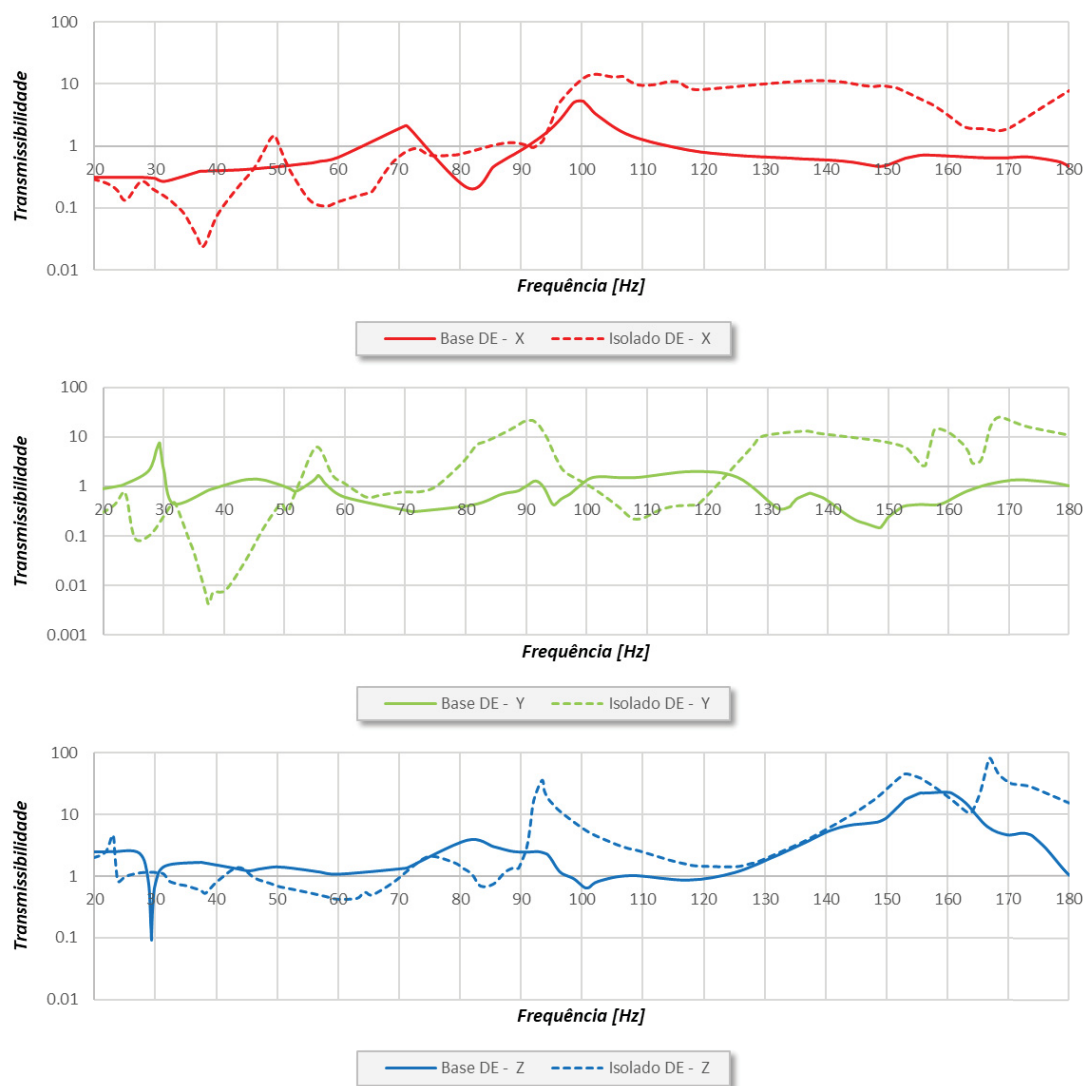
Quando são avaliadas as transmissibilidades para esses casos, apenas para o mancal DE, desta vez, tem-se um resultado no qual a redução da rigidez por meio do aumento do comprimento do rasgo nas longarinas aumenta o valor da transmissibilidade, mesmo sendo observada uma redução acentuada na resposta em velocidade medida no componente. Este fato fica evidente na FIGURA 109, para o rasgo “médio”, e na FIGURA 110, para o rasgo “longo”.

FIGURA 109 – TRANSMISSIBILIDADES NAS DIREÇÕES X, Y E Z ENTRE ESTATOR E MANCAL (DE) COM A UTILIZAÇÃO DO RASGO MÉDIO



FONTE: O autor (2018).

FIGURA 110 – TRANSMISSIBILIDADES NAS DIREÇÕES X, Y E Z ENTRE ESTATOR E MANCAL (DE) COM A UTILIZAÇÃO DO RASGO LONGO



FONTE: O autor (2018).

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1 CONCLUSÕES

Com o suporte de uma extensa busca de patentes, uma estratégia de isolamento pode ser definida via flexibilização das estruturas de suporte do estator. Assim, dois modelos preliminares e simplificados, um clássico e um em elementos finitos, ambos com 6 GDL, puderam ser definidos e comparados. Essa comparação demonstrou a eficácia do modelo clássico que, mesmo com extrema agilidade em seus cálculos, foi capaz de representar adequadamente a dinâmica do estator, tanto na condição de sustentação por seus suportes normais, quanto após a flexibilização destes.

Através do modelo clássico com 6 GDL, que a estratégia de isolamento foi dimensionada e avaliada para, então, ser testada em um modelo completo em elementos finitos, que considerou toda a MER escolhida para o estudo. Neste modelo completo em elementos finitos, todos os componentes acessórios da MER foram contemplados, além da carcaça e dos mancais. Constatou-se que os níveis de vibração foram reduzidos de maneira acentuada após a flexibilização dos suportes do estator.

Tal redução, entretanto, não pode ser atribuída diretamente ao sistema de isolamento adotado, uma vez que a homogeneização das rigidezes dos suportes do estator, causada pela flexibilização, reduziu a influência do fenômeno de bamboleio deste componente. Este fenômeno, que não foi identificado em nenhuma das referências utilizadas neste trabalho, faz com que o estator seja arremessado radialmente na carcaça, devido à excitação eletromagnética. Devido à natureza mecânica assimétrica do efeito em questão, mesmo um estator com forças eletromagnéticas completamente balanceadas será capaz, por meio dele, de provocar vibração na MER.

Para a MER estudada, avalia-se que a maior parcela de redução obtida nos níveis de vibração se deve à ausência do efeito de bamboleio, não se podendo comprovar, de forma ampla, a eficácia do isolamento mecânico pretendido. De fato, quando curvas de transmissibilidade foram propostas, entre pontos do diâmetro externo do estator e do mancal, significativa parte da faixa de frequências estudada chegou, inclusive, a apresentar amplificação na transmissão.

É inegável, entretanto, a eficácia da estratégia de flexibilização estrutural para redução dos níveis de vibração dentro da aplicação estudada. Neste ponto, reside o grande sucesso deste trabalho, sendo o feito a ser exaltado.

6.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Devido ao surgimento do fenômeno de bamboleio do estator, não antecipado inicialmente, não foi possível identificar qual parcela da redução observada nos níveis de vibração neste trabalho pode ser creditada à estratégia de isolamento adotada. Sugere-se, então, um estudo no qual seja possível distinguir claramente as influências do fenômeno de bamboleio e da estratégia de isolamento aplicada a MER.

Para isso, o projeto de uma carcaça com suportes de estator tão mais simétricos quanto o possível deve ser utilizado para o levantamento de rigidezes. Isso deve ser seguido por um estudo completo da dinâmica da MER, com e sem aplicação de flexibilização dos suportes, conforme mostrado no presente trabalho.

Havendo redução nos níveis de vibração para a MER com o sistema de isolamento, em relação à condição não isolada, pode-se atribuir tal redução à metodologia de isolamento aqui descrita. Em posse de tal confirmação, a construção de um protótipo físico é fortemente recomendada para a avaliação final da solução proposta.

Além do exposto acima, sugere-se a realização de novos estudos e comparações entre o modelo clássico com 6 GDL e o modelo simplificado correspondente em elementos finitos, incluindo-se, em particular, a influência dos termos cruzados de rigidez, bem como os valores para as direções angulares (torcionais). Assim, a causa para a elevada diferença em valores de frequência natural em modos específicos poderá ser melhor analisada (vide seção 5.2.3).

REFERÊNCIAS

- ALLEMANG, R. J. The Modal Assurance Criterion - Twenty Years of Use and Abuse. **Sound And Vibration**, v. XXXVII, p. 14-21, 2003.
- ALLEMANG, R. J. **Investigation of Some Multiple Input/Output Frequency Function Experimental Modal Analysis Techniques**. 1980. p. 358. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - University of Cincinnati, Cincinnati, 1980.
- BARTON, S. C.; GIBBS, E. E.; SHARTRAND, A. C. **Low frequency stator frames for dynamoelectric machines**. Patente US3531667, 1969.
- BOARDMAN, W. H. et al. **Stator core suspension and related spring bar**. Patente US8040014, 2011.
- BOARDMAN, W. H.; DAWSON, R. N.; TANAVDE, A. S. **Apparatus for generator stator mounting**. Patente US7923890, 2009.
- BRADLEY, S. I.; LE FLEM, G. D. **Suspension structures**. Patente EP2267871, 2010.
- CRANKSHAW, P. D.; ROBERTS, G. J.; HOOD, I. **Mounting arrangement for an electrical machine**. Patente US8890377, 2011.
- DIETRICH, R. A.; ECCLES, S. R.; SHIAO, S. **Vibration damper for generator or motor stator**. Patente EP1808951, 2007.
- FINLEY, W. R.; HOWDOWANEC, M. M.; HOLTER, W. G. **Diagnosing motor vibration problems**. Pulp and Paper Industry Technical Conference. [S.l.]: IEEE. 2000. p. 165-180.
- FULLER, R. **Power generation system including an apparatus for low tuning a generator stator core upon attachment to a frame support and associated methods**. Patente US6498417, 2000.
- FÜRST, A. **Stator für einen getriebelosen Antrieb einer Rohrmühle**. Patente EP2482429, 2011.
- HARRIS, C. M.; PIERSOL, A. G. **Harris' Shock and Vibration Handbook**. New York: McGraw-Hill, 2002.
- HOLOPAINEN, T.; ROIVAINEN, J.; HONKARINTA, M. **Arrangement and method for reducing vibration in an electrical machine**. Patente FI122632, 2010.
- INSTITUTO NACIONAL DE PROPRIEDADE INDUSTRIAL. H02K - IPCPUB v5.3. **Organização Mundial da Propriedade Intelectual (OMPI)**, 2016. Disponível em: <<https://goo.gl/uTXR9u>>. Acesso em: 17 Novembro 2016.
- INSTITUTO NACIONAL DE PROPRIEDADE INDUSTRIAL. Perguntas frequentes - Instituto Nacional da Propriedade Industrial. **Instituto Nacional da Propriedade Industrial**, 25 Agosto 2017. Disponível em: <<http://www.inpi.gov.br/servicos/servicos/perguntas-frequentes-paginas-internas/perguntas-frequentes-1>>. Acesso em: 03 Fevereiro 2018.
- KANZAKI, H.; HATTORI, T.; DOUSAKA, A. **Stator for dynamoelectric machines**. Patente EP0751604, 1996.
- KIKUICHI, Y. **Stator for electric rotating machine**. Patente US7923891, 2009.
- LUNDSTRÖM, N. L. P.; AIDANPÄÄ, J. O. Dynamic consequences of electromagnetic pull due to deviations in generator shape. **Journal of Sound and Vibration**, v. CCCI, p. 207-225, 2007.
- MASAYUKI, I. et al. **Rotary Electric Machine**. Patente JP2011250626, 2011.
- MASAYUKI, I. et al. **Rotating electrical machine**. Patente US9166455, 2011.
- NASHIF, A. D.; JONES, D. I. G.; HENDERSON, J. P. **Vibration Damping**. 1ª. ed. New York: John Wiley & Sons, 1985.
- OGAWA, K. **Stator core for electric motor**. Patente JPH05191935, 1992.

- PETTIT, J. F.; ALLEN, D. T.; VITELLO, T. J. **Spring assemblies for supporting a stator core in a stator frame**. Patente US2015171719, 2013.
- RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. 4^a. ed. São Paulo: Pearson Prentise Hall, 2008.
- RAO, S. S. **The Finite Element Method in Engineering**. 5^a. ed. Burlington: Elsevier, 2011.
- REDDY, J. N. **An Introduction to the Finite Element Method**. 3^a. ed. New York: McGraw-Hill, 2006.
- SAITO, T. **Supporter for stator iron core of motor**. Patente JPH05328643, 1993.
- SAM, P. F. H.; DHEKANE, M. P. **Generator spring bar enhancement for core support system**. Patente US9531224, 2013.
- SMOLLEN, L. E. Generalized Matrix Method for the Design and Analysis of Vibration-Isolation Systems. **The Journal of the Acoustical Society of America**, v. XL, p. 195-204, 1966.
- TAGUSHI, N. **Rotating electric machine**. Patente WO2014129062, 2013.
- TONG, W. **Mechanical Design of Electric Motors**. New York: CRC Press, 2014.
- TSUSHIMA, Y.; JIDO, J.; MIZUDO, N. **Analysis of Equations of Motion with Complex Stiffness Mode Superposition Method Applied to Systems with Many Degrees of Freedom**. International Seminar on Extreme Load Conditions and Limit Analysis Procedures for Structural. Berlin: North-Holland Publishing Company. 1975. p. 47-64.
- TSYPKIN, M. **Induction motor condition monitoring: Vibration analysis technique - a twice line frequency component as a diagnostic tool**. Electric Machines & Drives Conference (IEMDC). [S.I.]: IEEE. 2013. p. 117-124.
- WUBIN, S. et al. **Horizontal type vibration isolation structure that hangs of large-scale turbo generator**. Patente CN205160229, 2015.
- XUEWANG, X. et al. **Generator stator vibration-isolation structure**. Patente CN203589863U, 2013.
- YAMARTHI, D. R.; KANAKAMEDALA, L.; TANAVDE, A. S. **Turbo-generator stator core suspension**. Patente US9509182, 2013.
- ZHENG, N. **Motor and vibration reduction system for a motor**. Patente US9496765, 2013.

APÊNDICE A – PROGRAMA “ESTATOR_WILDCAT.M”

```

clear all
close all
clc

%Cálculo de isolamento de estatores - Analítico

%Dados do estator
m = 4466; %kg
I = [1015.48 0 0;... %kg.m^2
     0 1015.48 0;...
     0 0 678.29];

%Dados dos suportes
d = 0.98; %m - Diâmetro do interno das longarinas
l = 1.745; %m - Comprimento das longarinas
n = 8; %Número de longarinas
%k = [1712328.8 6849315.1 1566416040.1 5555555.6 1388888.9
27777777.8]; %Rigidezes das longarinas
%   for i=1:2:2*n
%       ang = (i-1)/2*(360/n);%-rand(1)*45;
%       Kp(i,:) = [k 0 0 ang (l/2)*cosd(ang) (l/2)*sind(ang) l/2-
0.5];
%       Kp(i+1,:) = [k 0 0 ang (l/2)*cosd(ang) (l/2)*sind(ang) -
l/2+0.5];
%   end

%Rigidez dos Isoladores - Calculada via ANSYS
Kp = zeros(2*n,12);
%Rigidez torcional desconsiderada pois L>10*[b ou w]

%Longarina Superior
ang = 0;
Kp(1,:) = [1.10e8 1.24e8 1.80e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
Kp(2,:) = [1.13e8 1.17e8 1.82e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
%Longarina Diagonal Superior
ang = 45;
Kp(3,:) = [1.35e8 1.78e8 2.90e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
Kp(4,:) = [1.46e8 2.58e8 2.92e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
%Longarina Lateral
ang = 90;
Kp(5,:) = [1.96e8 1.58e8 6.66e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
Kp(6,:) = [4.00e8 1.60e8 8.35e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
%Longarina Diagonal Inferior
ang = 135;
Kp(7,:) = [4.20e8 6.56e8 1.93e9 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
Kp(8,:) = [5.70e8 9.40e8 1.93e9 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
%Longarina Inferior

```

```

        ang = 180;
        Kp(9,:) = [5.80e8 5.99e7 1.68e9 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
        Kp(10,:)= [7.60e8 6.31e7 1.73e9 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
        %Longarina Diagonal Inferior
        ang = 225;
        Kp(11,:)= [4.20e8 6.56e8 1.93e9 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
        Kp(12,:)= [5.70e8 9.40e8 1.93e9 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
        %Longarina Lateral
        ang = 270;
        Kp(13,:)= [1.96e8 1.58e8 6.66e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
        Kp(14,:)= [4.00e8 1.60e8 8.35e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
        %Longarina Diagonal Superior
        ang = 315;
        Kp(15,:)= [1.35e8 1.78e8 2.90e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
        Kp(16,:)= [1.46e8 2.58e8 2.92e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];

%Matrizes de massa (M) e Rigidez (K)
M = RigidBody(m,I,'in');
[K,A,R] = K_Iso(Kp);

%Frequências naturais e modos
[modes,fn]=eig(K,M);
[Fn,OR] = sort(diag(sqrt(fn)/(2*pi())));

Modes = zeros(6,7);
%Montagem da matriz de frequências e modos analíticos
%Modes(1,:) = {'Fn' 'x' 'y' 'z' 'rx' 'ry' 'rz'};
for i=1:length(OR)
    Modes(i,:) = [Fn(i) modes(:,OR(i))'];
end

%Arredondamento com 7 casas decimais
Modes = round(Modes.*1000000)/1000000;

%Cálculo de isolamento de estatores - Numérico

Modes_ANSYS_WB = zeros(6,7);
%Valores de freqências e modos obtidos via ANSYS
freq = [148.43; 162.32; 227.94; 235.50; 327.88;
376.92];
mod = ([4.0663E-04 3.5469E-09 -2.7667E-08 2.3819E-04 4.2943E-05
5.5202E-09 -2.4409E-09 4.6396E-04 9.0059E-05 6.8736E-09 7.7096E-09
-2.3507E-05 5.1703E-09 -5.4199E-05 3.5857E-04 2.8243E-08 -9.1996E-09
3.0399E-04 6.9169E-09 -1.5854E-04 6.1883E-04 6.4507E-08 8.5959E-08
-7.5819E-04 3.4984E-05 4.8790E-09 3.0967E-08 1.1764E-04 -9.8381E-04
-7.6954E-08

```

```

-6.1718E-04    -1.9200E-09 -8.8862E-08  1.0353E-03  1.0185E-04
2.1869E-08]);

```

```

%Normalização (0 a 1) dos modos encontrados
norm_mod = mod - min(abs(mod));
norm_mod = norm_mod ./ max(abs(norm_mod));

```

```

%Montagem da matriz de frequências e modos numéricos
Modes_ANSYS_WB(:,1) = freq;
Modes_ANSYS_WB(:,2:7) = norm_mod';

```

```

%Arredondamento com 7 casas decimais
Modes_ANSYS_WB = round(Modes_ANSYS_WB.*1000000)/1000000;

```

```

%Plotagem das tabelas de dados para comparação
disp('Frequências naturais e modos de vibrar - Cálculo Analítico')
printf('%10.3f %10.3f %10.3f %10.3f %10.3f %10.3f\n', (Modes))

disp('Frequências naturais e modos de vibrar - Cálculo Numérico')
printf('%10.3f %10.3f %10.3f %10.3f %10.3f %10.3f\n', (Modes_ANSYS_WB))

```

```

%Cálculo da matriz MAC
%Plotagem dos MACs
MAC_Analytical = MAC(Modes'(2:7,:));
figure(1)
title('MAC entre modos - Modelo Analítico')

MAC_Numerical = MAC(Modes_ANSYS_WB'(2:7,:));
figure(2)
title('MAC entre modos - Modelo Numérico')

MAC_AnNum = MAC_AnNum((Modes'(2:7,:)), (Modes_ANSYS_WB'(2:7,:)));
figure(3)
title('MAC entre modelos')
xlabel('Modos Analíticos')
ylabel('Modos Numéricos')

```

APÊNDICE B – PROGRAMA “ESTATOR_WILDCAT_ISOLADOR.M”

```

clear all
close all
clc

%Cálculo de isolamento de estatores - Analítico

%Dados do estator
m = 4469; %kg
I = [1015.48 0 0;... %kg.m^2
     0 1015.48 0;...
     0 0 678.29];

%Dados dos suportes
d = 0.98; %m - Diâmetro do interno das longarinas
l = 1.745; %m - Comprimento das longarinas
n = 8; %Número de longarinas
%k = [1712328.8 6849315.1 1566416040.1 5555555.6 1388888.9
27777777.8]; %Rigidezes das longarinas
% for i=1:2:2*n
%     ang = (i-1)/2*(360/n);%-rand(1)*45;
%     Kp(i,:) = [k 0 0 ang (l/2)*cosd(ang) (l/2)*sind(ang) l/2-
0.5];
%     Kp(i+1,:) = [k 0 0 ang (l/2)*cosd(ang) (l/2)*sind(ang) -
l/2+0.5];
% end

%Rigidez dos Isoladores - Calculada via ANSYS
Kp = zeros(2*n,12);
%Rigidez torcional desconsiderada pois L>10*[b ou w]

%Longarina Superior
ang = 0;
Kp(1,:) = [53.6e6 14.6e6 1.70e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
Kp(2,:) = [50.6e6 14.5e6 1.70e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
%Longarina Diagonal Superior
ang = 45;
Kp(3,:) = [57.4e6 15.3e6 2.40e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
Kp(4,:) = [54.8e6 15.1e6 2.40e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
%Longarina Lateral
ang = 90;
Kp(5,:) = [66.6e6 14.2e6 4.00e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
Kp(6,:) = [64.1e6 14.1e6 4.10e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
%Longarina Diagonal Inferior
ang = 135;
Kp(7,:) = [68.6e6 15.7e6 6.40e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
Kp(8,:) = [68.0e6 15.5e6 6.40e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
%Longarina Inferior

```



```

        ang = 180;
        Kp(9,:) = [77.2e6 14.1e6 6.30e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
        Kp(10,:)= [77.6e6 14.1e6 6.40e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
        %Longarina Diagonal Inferior
        ang = 225;
        Kp(11,:)= [68.6e6 15.7e6 6.40e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
        Kp(12,:)= [68.0e6 15.5e6 6.40e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
        %Longarina Lateral
        ang = 270;
        Kp(13,:)= [66.6e6 14.2e6 4.00e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
        Kp(14,:)= [64.1e6 14.1e6 4.10e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];
        %Longarina Diagonal Superior
        ang = 315;
        Kp(15,:)= [57.4e6 15.3e6 2.40e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) -0.58125];
        Kp(16,:)= [54.8e6 15.1e6 2.40e8 0 0 0 0 0 ang
(d/2)*cosd(ang+90) (d/2)*sind(ang+90) 0.58125];

```

```

%Matrizes de massa (M) e Rigidez (K)

```

```

M = RigidBody(m,I,'in');

```

```

[K,A,R] = K_Iso(Kp);

```

```

%Frequências naturais e modos

```

```

[modes,fn]=eig(K,M);

```

```

[Fn,OR] = sort(diag(sqrt(fn)/(2*pi())));

```

```

Modes = zeros(6,7);

```

```

%Montagem da matriz de frequências e modos analíticos

```

```

%Modes(1,:) = {'Fn' 'x' 'y' 'z' 'rx' 'ry' 'rz'};

```

```

for i=1:length(OR)

```

```

    Modes(i,:) = [Fn(i) modes(:,OR(i))'];

```

```

end

```

```

%Arredondamento com 7 casas decimais

```

```

Modes = round(Modes.*1000000)/1000000;

```

```

%Cálculo de isolamento de estatores - Numérico

```

```

Modes_ANSYS_WB = zeros(6,7);

```

```

%Valores de freqências e modos obtidos via ANSYS

```

```

freq = [59.03; 59.73; 95.52; 139.86; 165.17;
214.43];

```

```

mod = ([1.4877E-02 2.8658E-09 1.6145E-03 8.3508E-09 3.1031E-05
6.3741E-10;

```

```

-2.8495E-09 1.4964E-02 -1.5193E-10 -5.4868E-05 6.5376E-09
1.3262E-05;

```

```

-6.9761E-09 1.8445E-05 1.7592E-08 8.0755E-03 -4.5375E-09
1.2598E-02;

```

```

-1.7561E-08 1.1177E-04 3.8779E-08 2.6394E-02 -3.6444E-07
-1.6919E-02;

```

```

-7.5995E-05 -1.2400E-08 9.7673E-05 3.1177E-07 3.1352E-02
-1.8872E-07;

```

```

-4.1264E-03    -5.8234E-10    3.8026E-02    -6.7983E-08    -1.2847E-04
-1.1853E-08;]);

%Normalização (0 a 1) dos modos encontrados
norm_mod = mod - min(abs(mod));
norm_mod = norm_mod ./ max(abs(norm_mod));

%Montagem da matriz de frequências e modos numéricos
Modes_ANSYS_WB(:,1) = freq;
Modes_ANSYS_WB(:,2:7) = norm_mod';

%Arredondamento com 7 casas decimais
Modes_ANSYS_WB = round(Modes_ANSYS_WB.*1000000)/1000000;

%Plotagem das tabelas de dados para comparação
disp('Frequências naturais e modos de vibrar - Cálculo Analítico')
printf('%10.3f %10.3f %10.3f %10.3f %10.3f %10.3f\n', (Modes))

disp('Frequências naturais e modos de vibrar - Cálculo Numérico')
printf('%10.3f %10.3f %10.3f %10.3f %10.3f %10.3f\n', (Modes_ANSYS_WB))

%Cálculo da matriz MAC
%Plotagem dos MACs
MAC_Analytical = MAC(Modes'(2:7,:));
figure(1)
title('MAC entre modos - Modelo Analítico')

MAC_Numerical = MAC(Modes_ANSYS_WB'(2:7,:));
figure(2)
title('MAC entre modos - Modelo Numérico')

MAC_AnNum = MAC_AnNum((Modes'(2:7,:)), (Modes_ANSYS_WB'(2:7,:)));
figure(3)
title('MAC entre modelos')
xlabel('Modos Analíticos')
ylabel('Modos Numéricos')

```

APÊNDICE C – ROTINA “RIGIDBODY.M”

```

function Mass = RigidBody(m,Dim,type)
%Matriz de massa
...Através de propriedades geométricas e de massa, descreve a
...geometria de um corpo rígido.

Mass = zeros(6);

switch type
    %C/ matrizes de inércia
    case 'in'
        I = Dim;
        %Matriz de massa
        for i=1:3
            Mass(i,i) = m;
        end
        Mass(4:6,4:6) = I;

    %Cilindro Maciço
    case 'cylF'
        r = Dim(1);
        h = Dim(2);

        %Inércias
        Ix = (1/12)*m*(3*r^2+h^2);
        Iy = Ix;
        Iz = (1/2)*m*r^2;
        I = [Ix 0 0; 0 Iy 0; 0 0 Iz];

        %Matriz de massa
        for i=1:3
            Mass(i,i) = m;
        end
        Mass(4:6,4:6) = I;

    %Cilindro Oco
    case 'cylH'
        r = Dim(1);
        R = Dim(2);
        h = Dim(3);

        %Inércias
        Ix = (1/12)*m*(3*r^2+3*R^2+h^2);
        Iy = Ix;
        Iz = (1/2)*m*(r^2+R^2);
        I = [Ix 0 0; 0 Iy 0; 0 0 Iz];

        %Matriz de massa
        for i=1:3
            Mass(i,i) = m;
        end
        Mass(4:6,4:6) = I;
end

```

APÊNDICE D – ROTINA “K_ISO.M”

```

function [K,A,R] = K_Iso(k_p)
%Criação da Matriz de Rigidez Global
...Via uma matriz no formato abaixo para N isoladores:
...[Kp] =
[k_p1,k_s1,k_r1,k_lam1,k_xi1,k_ni1,alpha1,beta1,gama1,r_x1,r_y1,r_z1]
...      .      .      .      .      .      .      .      .      .      .
...      .      .      .      .      .      .      .      .      .      .
...      .      .      .      .      .      .      .      .      .      .
...
[k_pN,k_sN,k_rN,k_lamN,k_xiN,k_niN,alphaN,betaN,gamaN,r_xN,r_yN,r_zN]
...Monta-se as matrizes de rigidez global (K), matrizes de Euler (A) e de
...posição (R) para o conjunto de N isoladores do sistema proposto.

%Número de isoladores
n = size(k_p,1);

%Iniciando matrizes
Kp = zeros(3,3,n);
Klam = zeros(3,3,n);
A = zeros(3,3,n);
R = zeros(3,3,n);

for i=1:n
    for j=1:3
        Kp(j,j,i)=k_p(i,j);
        Klam(j,j,i)=k_p(i,j+3);
    end
    A(:, :, i)=EulerM(k_p(i,7),k_p(i,8),k_p(i,9),'d');
    R(:, :, i)=[0 -k_p(i,12) k_p(i,11);
                k_p(i,12) 0 -k_p(i,10);
                -k_p(i,11) k_p(i,10) 0];
    %Matrizes de rigidez parciais por isolador
    Kxx(:, :, i) = A(:, :, i)*Kp(:, :, i)*A(:, :, i)';
    Ktx(:, :, i) = R(:, :, i)*Kxx(:, :, i);
    Kxt(:, :, i) = Ktx(:, :, i)';
    Ktt(:, :, i) = Ktx(:, :, i)*R(:, :, i)'+A(:, :, i)*Klam(:, :, i)*A(:, :, i)';
end

%Matrizes de rigidez parciais globais
ZKxx = sum(Kxx,3);
ZKtx = sum(Ktx,3);
ZKxt = sum(Kxt,3);
ZKtt = sum(Ktt,3);

%Matriz de rigidez global
K = [ZKxx ZKxt;ZKtx ZKtt];

```

APÊNDICE E – ROTINA “EULERM.M”

```

function A = EulerM(a,b,g,unit)
%Matriz de transformação ortogonal (Matriz de Euler)
...Transfere dados orientados de um sistema de coordenadas PRS para outro
...XYZ através dos ângulos Alpha, Beta e Gama (rotações em P,R,S
...respectivamente).
...Ax = [cos(a) sin(a) 0; ...
...      -sin(a) cos(a) 0; ...
...      0      0      1];
...Ay = [1      0      0; ...
...      0      cos(b) sin(b); ...
...      0      -sin(b) cos(b)];
...Az = [cos(g) sin(g) 0; ...
...      -sin(g) cos(g) 0; ...
...      0      0      1];
...Matriz de transformação -----> A = Az*Ay*Ax

switch unit
    case 'r'
        %Matriz de Euler
        A = [ cos(a)*cos(g) - cos(b)*sin(a)*sin(g), cos(g)*sin(a) +
cos(a)*cos(b)*sin(g), sin(b)*sin(g);
            - cos(a)*sin(g) - cos(b)*cos(g)*sin(a), cos(a)*cos(b)*cos(g) -
sin(a)*sin(g), cos(g)*sin(b);
                                sin(a)*sin(b),
cos(a)*sin(b),                cos(b)];

    case 'd'
        %
        %Transformação dos ângulos em graus
        %
        a = a*(180/pi());
        %
        b = b*(180/pi());
        %
        g = g*(180/pi());

        %Matriz de Euler
        A = [ cosd(a)*cosd(g) - cosd(b)*sind(a)*sind(g), cosd(g)*sind(a)
+ cosd(a)*cosd(b)*sind(g), sind(b)*sind(g);
            - cosd(a)*sind(g) - cosd(b)*cosd(g)*sind(a),
cosd(a)*cosd(b)*cosd(g) - sind(a)*sind(g), cosd(g)*sind(b);
                                sind(a)*sind(b),
cosd(a)*sind(b),                cosd(b)];
        otherwise
            errordlg ('O último argumento deve ser "d", para ângulos em graus,
ou "r", para radianos.',...
                    'Erro em função EulerM.m');
end

```

APÊNDICE F – ROTINA “MAC.M”

```

function mac=MAC(phi)

%FONTE: https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/53173-modal-assurance-criterion--mac-?focused=5484536&tab=function

% This function is to compute and plot Modal Assurance Criterion (MAC)
matrix between identified mode shapes
% rectangle around the peaks.
% Programmer: Mohammad Farshchin, Ph.D candidate at The UofM
% Email: Mohammad.Farshchin@gmail.com
% Last modified: 9/23/2015

% phi: matrix of the identified mode shapes
% mac: MAC matrix
% Example: load ModeShapes.mat;MAC_Matrix=MAC(phi)
for I=1:size(phi,2)
    for J=1:size(phi,2)
        mac(I,J)=Mac(phi(:,I),phi(:,J));
    end
end
% plot mac matrix
figure
bar3(mac)
title('MAC')
end

function mAc=Mac(Phi1,Phi2)
% This function calculates mac between phi1 and phi2
mAc= (abs(Phi1'*Phi2))^2/((Phi1'*Phi1)*(Phi2'*Phi2));
end

```

APÊNDICE G – ROTINA “MAC_ANNUM.M”

```
function mac=MAC_AnNum(phi_AN,phi_NUM)

%FONTE: https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/53173-modal-  
assurance-criterion--mac-?focused=5484536&tab=function

% This function is to compute and plot Modal Assurance Criterion (MAC)  
matrix between identified mode shapes  
% rectangle around the peaks.  
% Programmer: Mohammad Farshchin, Ph.D candidate at The UofM  
% Email: Mohammad.Farshchin@gmail.com  
% Last modified: 9/23/2015

% phi: matrix of the identified mode shapes  
% mac: MAC matrix  
% Example: load ModeShapes.mat;MAC_Matrix=MAC(phi)
for I=1:size(phi_AN,2)
    for J=1:size(phi_NUM,2)
        mac(I,J)=Mac(phi_AN(:,I),phi_NUM(:,J));
    end
end
% plot mac matrix
figure
bar3(mac)
title('MAC Analítico/Numérico')
end

function mAc=Mac(Phi1,Phi2)
% This function calculates mac between phi1 and phi2
mAc= (abs(Phi1'*Phi2))^2/((Phi1'*Phi1)*(Phi2'*Phi2));
end
```


APÊNDICE H – ROTINA “BAR3.M”

```

function pp = bar3(M, width)
% MY_BAR3 3D bar graph.
%
% M      - 2D matrix
% width - bar width (1 means no separation between bars)
%
% See also: bar3, hist3

%% construct patch
if nargin < 2, width = 0.8; end
assert(ismatrix(M), 'Matrix expected.')

% size of matrix
[ny,nx] = size(M);

% first we build a "template" column-bar (8 vertices and 6 faces)
% (bar is initially centered at position (1,1) with width=? and
height=1)
hw = width / 2;      % half width
[X,Y,Z] = ndgrid([1-hw 1+hw], [1-hw 1+hw], [0 1]);
v = [X(:) Y(:) Z(:)];
f = [
    1 2 4 3 ; % bottom
    5 6 8 7 ; % top
    1 2 6 5 ; % front
    3 4 8 7 ; % back
    1 5 7 3 ; % left
    2 6 8 4   % right
];

% replicate vertices of "template" to form nx*ny bars
[offsetX,offsetY] = meshgrid(0:nx-1,0:ny-1);
offset = [offsetX(:) offsetY(:)]; offset(:,3) = 0;
v = bsxfun(@plus, v, permute(offset,[3 2 1]));
v = reshape(permute(v,[2 1 3]), 3, []).';

% adjust bar heights to be equal to matrix values
v(:,3) = v(:,3) .* kron(M(:), ones(8,1));

% replicate faces of "template" to form nx*ny bars
increments = 0:8:8*(nx*ny-1);
f = bsxfun(@plus, f, permute(increments,[1 3 2]));
f = reshape(permute(f,[2 1 3]), 4, []).';

%% plot
% prepare plot
if exist('OCTAVE_VERSION','builtin') > 0
    % If running Octave, select OpenGL backend, gnuplot wont work
    graphics_toolkit('fltk');
    hax = gca;
else
    hax = newplot();
    set(ancestor(hax,'figure'), 'Renderer','opengl')
end

```

```

% draw patch specified by faces/vertices
% (we use a solid color for all faces)
p = patch('Faces',f, 'Vertices',v, ...
    'FaceColor',[0.75 0.85 0.95], 'EdgeColor','k', 'Parent',hax);
view(hax,3); grid(hax,'on');
set(hax, 'XTick',1:nx, 'YTick',1:ny, 'Box','off', 'YDir','reverse', ...
    'PlotBoxAspectRatio',[1 1 (sqrt(5)-1)/2]) % 1/GR (GR: golden ratio)

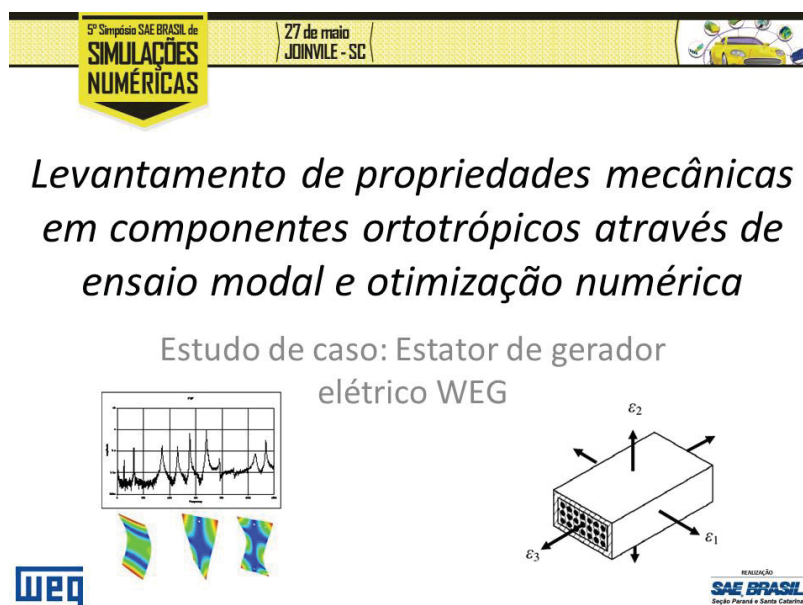
% return handle to patch object if requested
if nargout > 0
    pp = p;
end

end

```

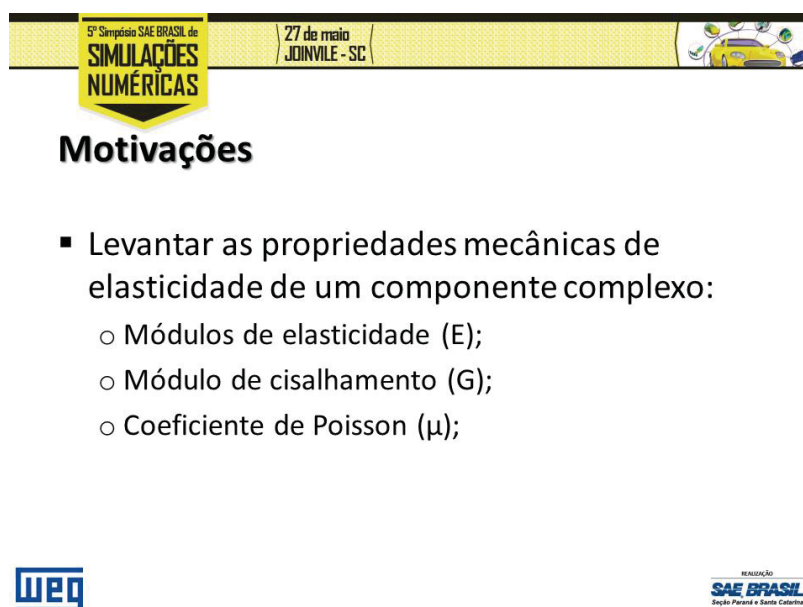
APÊNDICE I – MODELAMENTO DE MATERIAL DO ESTATOR

FIGURA 0.1 – SLIDE 1: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



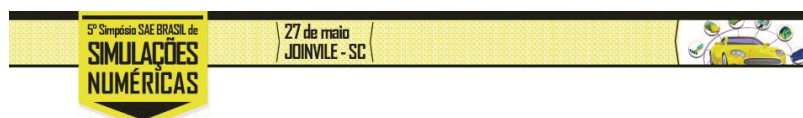
FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.2 – SLIDE 2: APRESENTAÇÃO SOBRE O2: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.3 – SLIDE 3: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



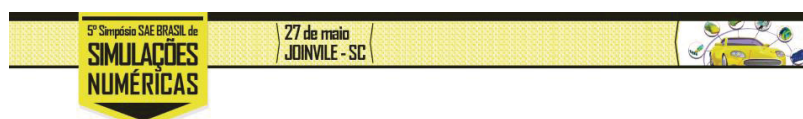
Objetivo

- Melhorar a confiabilidade dos resultados extraídos das simulações numéricas por via de calibração de modelo simplificado de um componente complexo;

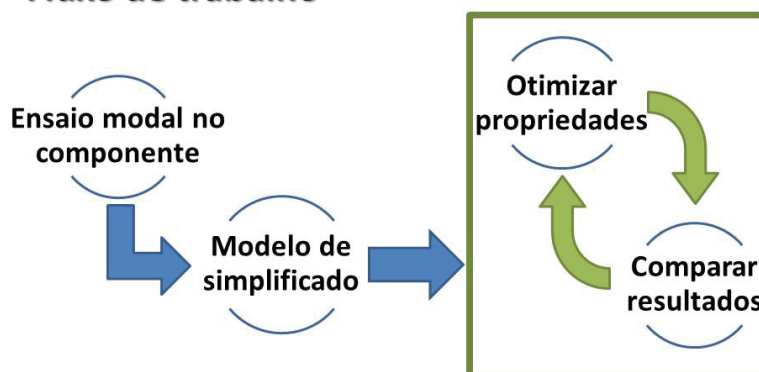


FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.4 – SLIDE 4: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



Fluxo de trabalho



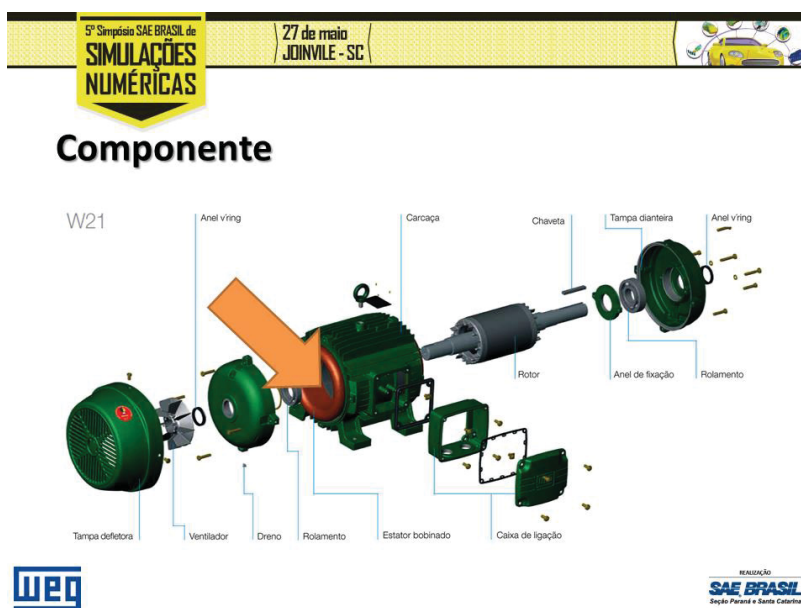
FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.5 – SLIDE 5: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



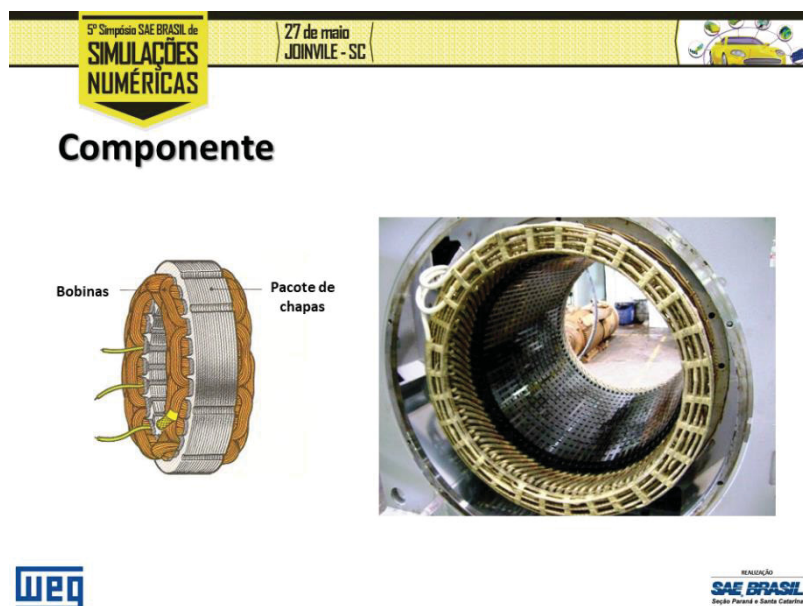
FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.6 – SLIDE 6: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



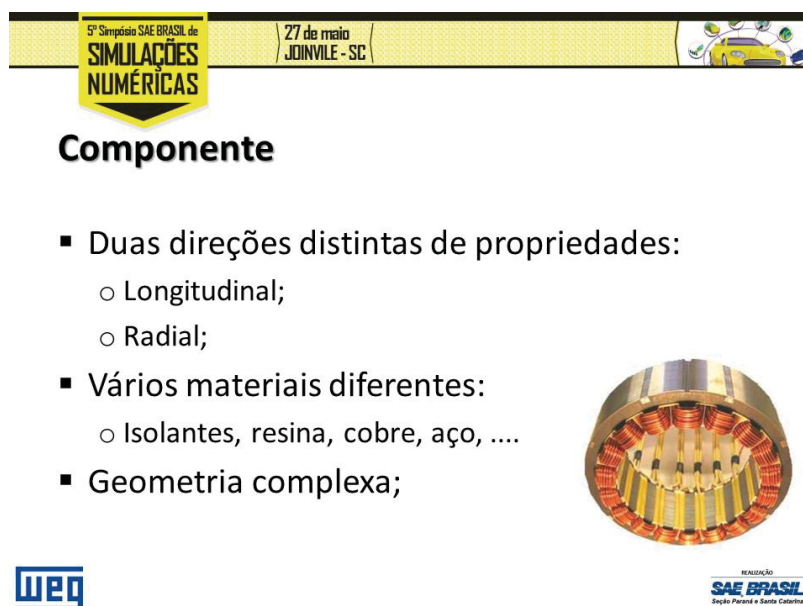
FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.7 – SLIDE 7: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.8 – SLIDE 8: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.9 – SLIDE 9: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.10 – SLIDE 10: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



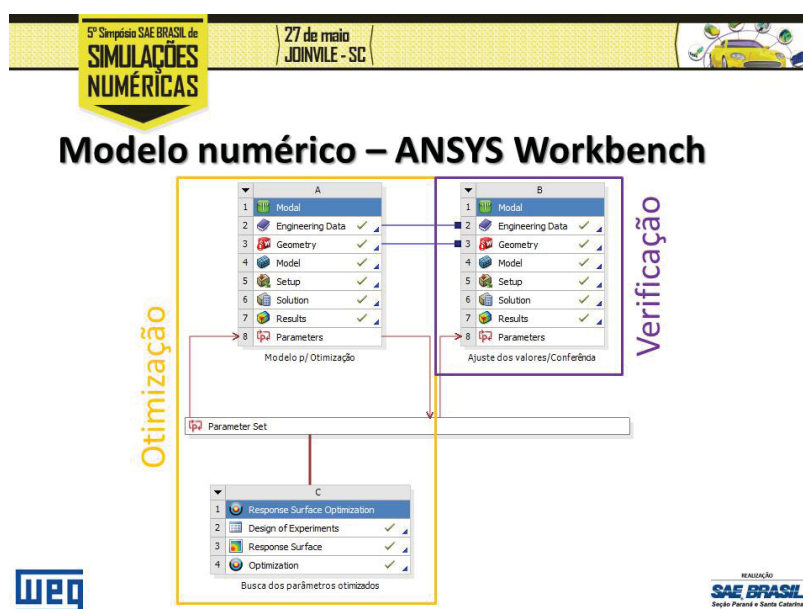
FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.11 – SLIDE 11: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



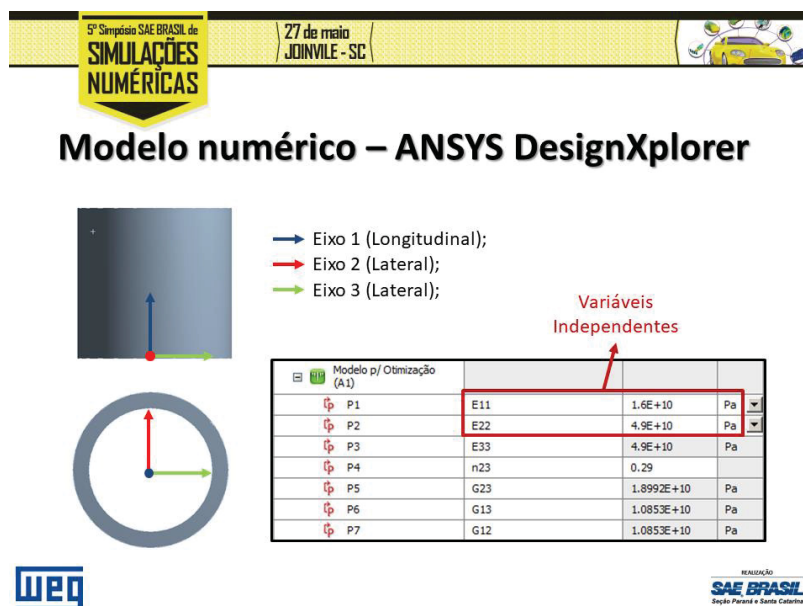
FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.12 – SLIDE 12: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



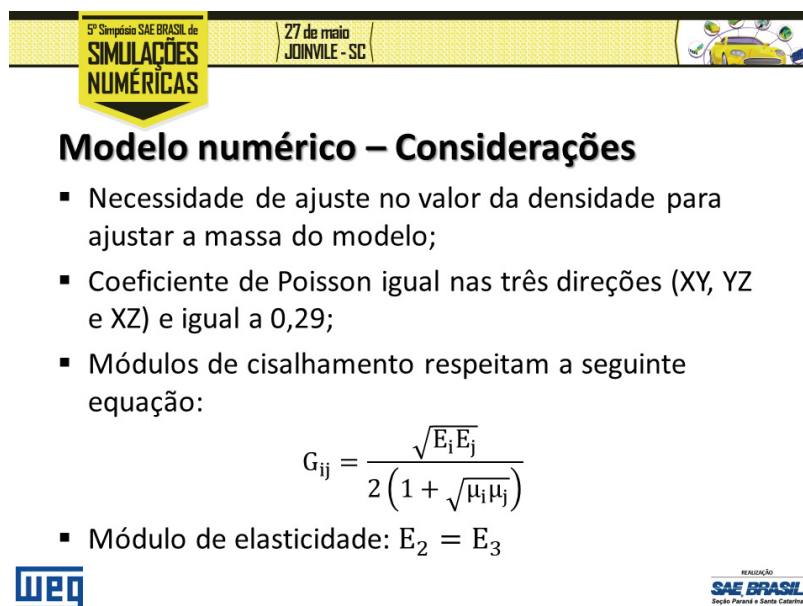
FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.13 – SLIDE 13: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.14 – SLIDE 14: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA




FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.15 – SLIDE 15: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

5º Simpósio SAE BRASIL de
**SIMULAÇÕES
NUMÉRICAS**

27 de maio
JOINVILLE - SC



Modelo numérico – Otimização

Optimization	
Method Name	MOGA
Verify Candidate Points	<input type="checkbox"/>
Type of Initial Sampling	Screening
Number of Initial Samples	200
Number of Samples Per Iteration	150
Maximum Allowable Pareto Percentage	70
Convergence Stability Percentage	2
Maximum Number of Iterations	20
Mutation Probability	0.01
Crossover Probability	0.98
Maximum Number of Candidates	8

Objetivos:

1. Frequência 1º Modo = 290.66 Hz
2. Frequência 2º Modo = 322.07 Hz

Domínio de otimização:

- $15 \text{ GPa} \leq E_1 \leq 30 \text{ GPa}$
- $8 \text{ GPa} \leq E_2 \leq 800 \text{ GPa}$



FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.16 – SLIDE 16: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

5º Simpósio SAE BRASIL de
**SIMULAÇÕES
NUMÉRICAS**

27 de maio
JOINVILLE - SC



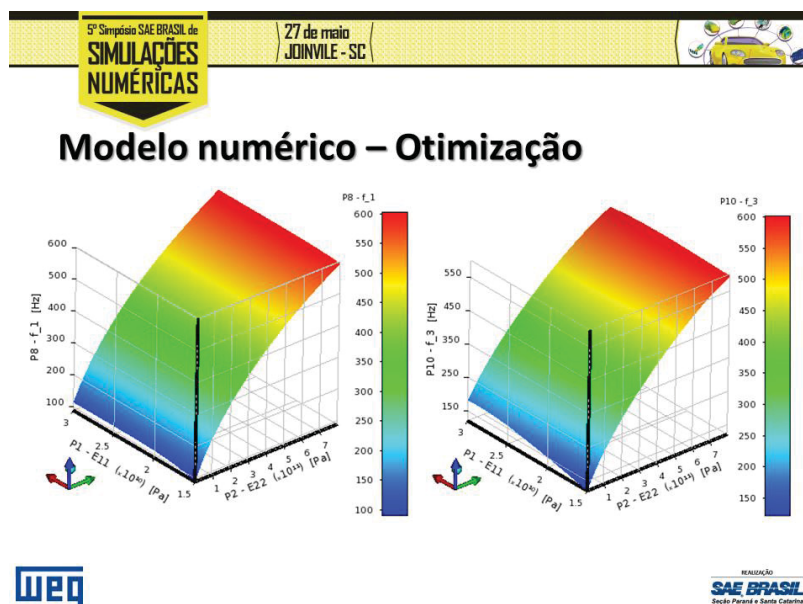
Modelo numérico – Otimização

	A	B	C
1	Name	P1 - E11 (Pa)	P2 - E22 (Pa)
2	1	2.0833E+10	1.4E+11
3	2	2.5833E+10	3.16E+11
4	3	1.5833E+10	5.2E+10
5	4	2.4167E+10	4.04E+11
6	5	1.75E+10	6.68E+11
7	6	2.9167E+10	2.28E+11
8	7	2.25E+10	7.56E+11
9	8	2.75E+10	5.8E+11
10	9	1.9167E+10	4.92E+11



FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.17 – SLIDE 17: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



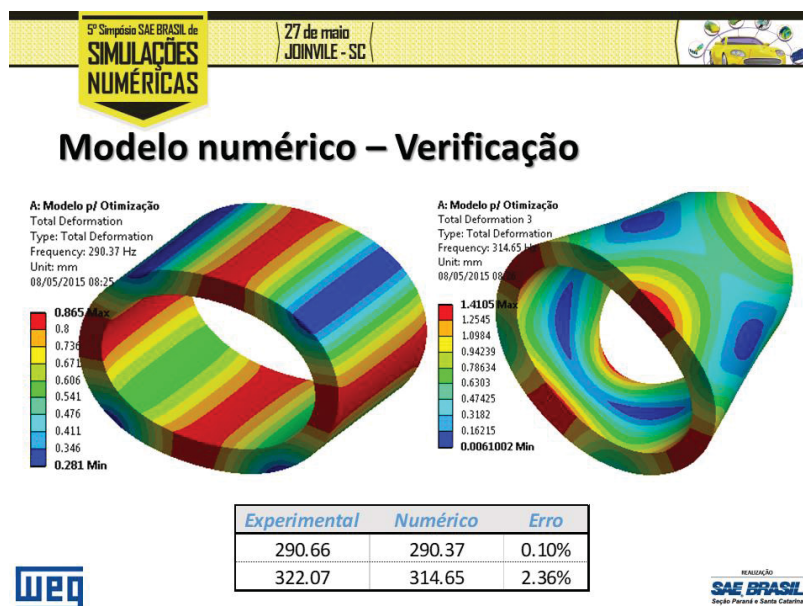
FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.18 – SLIDE 18: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Property	Value	Unit
Density	9888,7	kg m ⁻³
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
Coefficient of Thermal Expansion	1.2E-05	C ⁻¹
Reference Temperature	22	C
Orthotropic Elasticity		
Young's Modulus X direction	1.8323E+11	Pa
Young's Modulus Y direction	1.8323E+11	Pa
Young's Modulus Z direction	2.8567E+10	Pa
Poisson's Ratio XY	0.29	
Poisson's Ratio YZ	0.29	
Poisson's Ratio XZ	0.29	
Shear Modulus XY	7.1019E+10	Pa
Shear Modulus YZ	2.8042E+10	Pa
Shear Modulus XZ	2.8042E+10	Pa

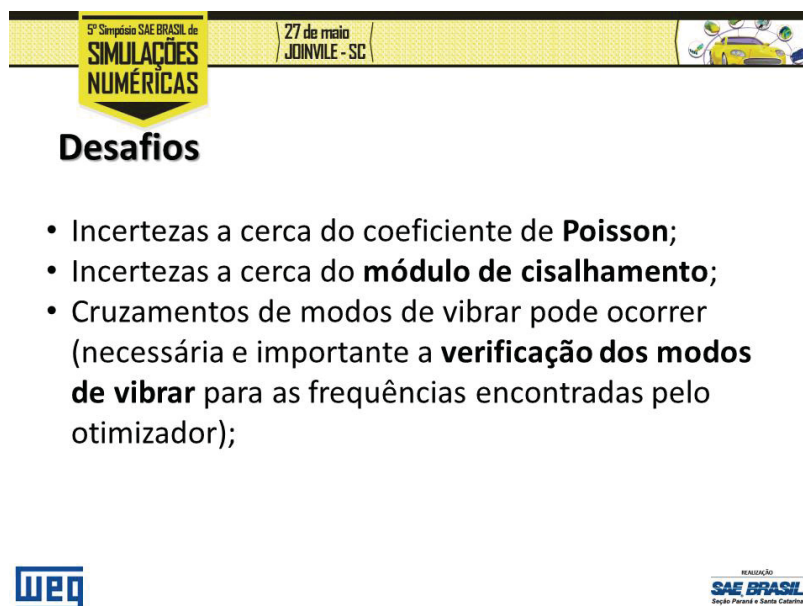
FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.19 – SLIDE 19: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



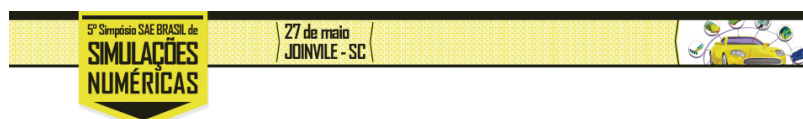
FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.20 – SLIDE 20: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.21 – SLIDE 21: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



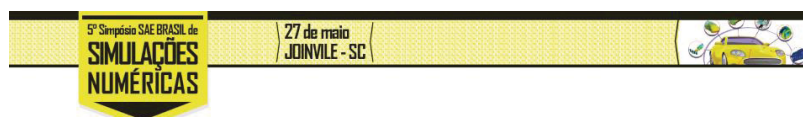
Vantagens da metodologia

- Não necessita nenhum **equipamento especializado** (apenas um equipamento comum para ensaio modal);
- Valores de **erro bastante satisfatórios** (menores que 5%);
- Capacidade de simplificação de geometrias complexas em **geometrias simples** por meio da adição de propriedades de material ortotrópicas;



FONTE: O autor (2015).

FIGURA 0.22 – SLIDE 22: MODELAMENTO DO MATERIAL ESPECIAL PARA O ESTATOR FLEXÍVEL – METODOLOGIA APRESENTADA NO 5º SIMPÓSIO SAE BRASIL DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA



DÚVIDAS?



FONTE: O autor (2015).